

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robototechniky

**Konstrukční návrh efektoru k paralelnímu robotu ABB IRB 360**

***Design of Effector for Parallel Robot ABB IRB 360***

Student:

Matěj Gala

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Petr Greguš

**Ostrava 2012**

## Zadání bakalářské práce

Student: **Matěj Gala**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2301R013 Robotika  
Téma: **Konstrukční návrh efektoru k paralelnímu robotu ABB IRB 360**  
**Design of Effector for Parallel Robot ABB IRB 360**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte analýzu robotu ABB IRB 360, vhodných efektorů a možných aplikací pro tento typ robotu.
2. Zvolte vhodnou aplikaci robotu, pro kterou navrhnete varianty konstrukčního řešení efektoru.
3. Hodnotovou analýzou vyberte optimální variantu řešení.
4. Konstrukční návrh vybrané varianty efektoru rozpracujte do úrovně sestavných výkresů s využitím CAD systému (dle pokynu vedoucího).
5. Vypracujte technickou zprávu s potřebnými výpočty a zhodnoťte dosažené výsledky.
6. Práci doložte v elektronické podobě ve formátu editoru MS WORD a konstrukční řešení v CAD systémech (dle pokynu vedoucího).

Seznam doporučené odborné literatury:

Bibliografické citace. [online] Dostupné z [www:  
<http://citace.com/>](http://citace.com/)

ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

KÁRNÍK, Ladislav. *Servisní roboty*. VŠB-TU Ostrava, 2004. 144 s. ISBN 80-248-0626-6.

KONEČNÝ, Zdeněk. *Základy technické dokumentace*. [online] Dostupné z [www:  
<http://robot.vsb.cz/podklady-pro-vyuku/>](http://robot.vsb.cz/podklady-pro-vyuku/)

SKAŘUPA, Jiří. *Metodika konstruování v oboru*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 1993. 152 s. ISBN 80-7078-167-X.

SKAŘUPA, Jiří. *Metodika konstruování v oboru: konstrukční cvičení*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 1994. 122 s. ISBN 80-7078-233-1.

SKAŘUPA, Jiří. *Průmyslové roboty a manipulátory*. [online] Dostupné z [www:  
<http://robot.vsb.cz/podklady-pro-vyuku/>](http://robot.vsb.cz/podklady-pro-vyuku/)

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Greguš**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

---

prof. Dr. Ing. Petr Novák  
vedoucí katedry



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. 5. 2012

.....

Matěj Gala

## **Prohlašuji, že**

- jsem celou bakalářskou práci, včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu
- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé bakalářské práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. 5. 2012

.....

Matěj Gala

Na Úbočí 538

747 87, Budišov nad Budišovkou

## **Poděkování**

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Petru Gregušovi za rady a připomínky při vypracovávání práce a taktéž panu Ing. Milanu Miholovi, Ph.D. za cenné rady ohledně konstrukční části práce. Vám všem, kteří jste mě morálně nebo finančně podpořili ve studiu, rovněž děkuji.

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

GALA, M. *Konstrukční návrh efektoru k paralelnímu robotu ABB IRB 360: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robototechniky, 2012, 53 s.

Vedoucí práce: Greguš, P.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem efektoru pro paralelní robot ABB IRB 360. Úvod práce je zaměřen na popis robotu ABB IRB 360, jeho možné použití v praxi a rozbor efektorů vhodných pro jeho strukturu. Součástí návrhu jsou 3 varianty řešení a následný výběr optimální pomocí hodnotové analýzy. Práce obsahuje také 3D model finální varianty efektoru v CAD systému Pro/Engineer, sestavný výkres, pevnostní analýza v programu ANSYS Workbench 13 a další potřebné výpočty k návrhu efektoru.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

GALA, M.: *Design of Effector for Parallel Robot ABB IRB 360: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of robotic, 2012, 53 s.

Thesis head: Greguš, P.

This thesis deals with the structural design of effector for parallel robot ABB IRB 360. The introduction is devoted on the description of the robot ABB IRB 360, its possible use in practice and analysis of suitable effectors for the structure. The suggestion must include three variants of solution and the subsequent selection of the optimal value based on the analysis. The work also includes a 3D model of final design of the effector in CAD system Pro / Engineer, the assembly plan, stress analysis in ANSYS Workbench 13 and the other necessary calculations for design of the effector.

# Obsah

<b>Seznam použitého značení.....</b>	<b>10</b>
<b>1. Úvod .....</b>	<b>12</b>
<b>2. Roboty s paralelní strukturou a jejich použití .....</b>	<b>13</b>
2.1 Delta robot.....	13
2.1.1 Robot ABB IRB 360 .....	13
2.2 Použití delta robotu .....	15
2.2.1 Příklad použití robotu ABB IRB 360 .....	15
<b>3. Rozbor efektorů .....</b>	<b>17</b>
3.1 Popis efektoru.....	17
3.2 Struktura efektoru.....	17
3.3 Mechanické aktivní úchopné prvky .....	18
3.4 Podtlakové aktivní úchopné prvky .....	20
<b>4. Požadavkový list.....</b>	<b>22</b>
<b>5. Výběr pracovní úlohy .....</b>	<b>23</b>
5.1 Třídící úloha s chemickými vzorky.....	23
5.2 Třídící úloha s geometrickými tělesy .....	24
5.3 Závěr výběru vhodné pracovní úlohy .....	24
<b>6. Geometrická tělesa.....</b>	<b>25</b>
<b>7. Varianty efektoru.....</b>	<b>26</b>
7.1 Efektor s ozubeným převodem (varianta A) .....	26
7.2 Efektor s klínovým mechanismem (varianta B).....	27
7.3 Efektor s paralelogramem (varianta C) .....	28
<b>8. Hodnotová analýza .....</b>	<b>30</b>
8.1 Kritéria rozhodování .....	30
8.2 Hodnoty kritérií .....	30
8.3 Stupnice hodnocení jednotlivých kritérií .....	30
8.4 Zhodnocení kritérií u jednotlivých variant.....	31



8.5	Váha významnosti jednotlivých kritérií .....	31
8.6	Výpočet vážených indexů navržených variant.....	31
8.7	Výsledky hodnotové analýzy .....	32
<b>9.</b>	<b>Konstrukce efektoru .....</b>	<b>33</b>
<b>10.</b>	<b>Výpočet parametrů efektoru.....</b>	<b>36</b>
10.1	Výpočet kinematických parametrů.....	36
10.2	Výpočet dynamických parametrů.....	37
10.2.1	Určení bezpečnostního koeficientu k.....	38
10.2.2	Výpočet upínací síly na OM .....	38
<b>11.</b>	<b>Určení převodové funkce efektoru .....</b>	<b>40</b>
11.1	Výpočet maximální síly na pohonu .....	43
11.2	Optimalizace návrhu mechanismu efektoru .....	44
<b>12.</b>	<b>Návrh pohonu mechanismu efektoru.....</b>	<b>46</b>
<b>13.</b>	<b>Kontrolní výpočet vybraných součástí efektoru .....</b>	<b>46</b>
13.1	Pevnostní analýza .....	46
13.1.1	Vlastnosti materiálu .....	46
13.1.2	Výsledky analýzy.....	47
<b>14.</b>	<b>Technické parametry efektoru .....</b>	<b>48</b>
<b>15.</b>	<b>Ekonomické zhodnocení.....</b>	<b>49</b>
<b>16.</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>50</b>
<b>17.</b>	<b>Seznam použité literatury a zdrojů .....</b>	<b>51</b>
<b>18.</b>	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>53</b>

## Seznam použitého značení

Značka	Význam	Jednotka
$F$	upínací síla	[N]
$F_{\check{c}}$	síla v čepu	[N]
$F_{sh}$	horizontální setrvačná síla	[N]
$F_{sv}$	vertikální setrvačná síla	[N]
$F_t$	třecí síla	[N]
$F_n$	normálová síla	[N]
$F_{na}$	odkloněná normálová síla	[N]
$F_v$	výsledná síla	[N]
$G$	gravitační síla	[N]
$U$	uchopovací síla	[N]
$M_{omax}$	ohybový moment	[Nmm]
$OM$	objekt manipulace	[-]
$P_{\gamma}$	dílčí převodová funkce	[-]
$P_u$	celková převodová funkce	[-]
$a$	rozměr táhla efektoru	[mm]
$a_h$	horizontální zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$a_v$	vertikální zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$b$	rozměr táhla efektoru	[mm]
$c$	rozměr táhla efektoru	[mm]
$e$	rozměr táhla efektoru	[mm]
$d_{\check{c}}$	průměr čepu	[mm]

$f$	koeficient tření	[-]
$g$	tíhové zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$l$	vzdálenost	[mm]
$m$	hmotnost pohonu	[kg]
$m_{OM}$	hmotnost OM	[kg]
$p$	pracovní tlak	[bar]
$s$	dráha	[mm]
$t, T$	čas	[s]
$u$	rozevření čelistí	[mm]
$v_v$	vertikální rychlost	[m/s]
$v_h$	horizontální rychlost	[m/s]
$x$	zdvih pístu	[mm]
$\alpha$	pomocný úhel	[°]
$\delta$	pomocný úhel	[°]
$\gamma$	řídící úhel efektoru	[°]
$\sigma_o$	ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_d$	dovolené ohybové napětí	[MPa]

## 1. Úvod

Práce se zabývá hledáním vhodné pracovní úlohy a konstrukčním návrhem efektoru pro paralelní robot ABB IRB 360.

Robot byl přednostně vyvinut pro využití v potravinářském a masném průmyslu. Má jako jeden z mála robotů krytí IP69 (ve speciálním provedení), což dovoluje čištění běžnými průmyslovými metodami a tudíž splňuje přísné hygienické předpisy v těchto provozech. Je používán hlavně tam, kde je potřeba rychlé a přesné manipulace nebo třídění výrobků.

Konstrukční návrh efektoru se odvíjí od nosnosti robotu, vhodného poměru mezi hmotností efektoru a samotného objektu manipulace, také volbou vhodné kinematické struktury efektoru.

Návrh efektoru vycházel z nosnosti robotu do 3 kg a z volby pracovní úlohy se sbíráním geometrických těles, pro ni byly vytvořeny následně 3 varianty řešení efektoru.

## 2. Roboty s paralelní strukturou a jejich použití

Kapitola se zabývá rozбором současného stavu zadané problematiky. Jsou zde uvedeni vybraní výrobci robotů s paralelní strukturou s důrazem na firmu ABB a jejich využití v různých průmyslových odvětvích.

### 2.1 Delta robot

Delta robot je typ robotu s paralelní strukturou. Je to mechanismus až se šesti stupni volnosti. Má obvykle 3 až 4 ramena spojena do jednoho místa a tím zajištěnou dostatečnou tuhost celé soustavy. Relativně nízká nosnost a umístění veškerých pohonů uvnitř základny robotu snižuje nároky na tloušťky ramen a minimalizuje setrvačné hmoty. Tyto vlastnosti umožňují paralelní strukturu dosahovat velkých rychlostí. Velice často je spojen s kamerovým systémem, který detekuje objekty manipulace (dále jen OM) [15, 16].

#### 2.1.1 Robot ABB IRB 360

Robot patří do tzv. třídy „FlexPicker“, což je delta robot s největší základnou pro manipulační roboty. Se zahájením výroby v roce 1998 našel uplatnění hlavně v potravinářském průmyslu, ale dnes je tento typ robotu hojně využíván ve všech oblastech výroby spotřebního zboží, manipulaci s elektronikou a k montáži. Vynikající spolehlivost, která činí „FlexPicker“ nejpoužívanějším robotem ve sbíracích aplikacích, nízká náročnost na údržbu, snadnost použití, rychlost a přesnost hrají důležité role [16, 19].



obr. 1 ABB IRB 360 [16]

Typ IRB 360 je již druhé generace třídy „FlexPicker“. Exceluje s nejkratší dobou cyklu, největší nosností a vysokou přesností. Robot se dodává i v nerezové omyvatelné verzi, což je nezbytné v místech, kde dochází k přímému styku s potravinami. Má krytí IP69, které dovoluje čištění běžnými průmyslovými metodami. Úzce navazuje na svého předchůdce typ IRB 340. Ten má čtyři stupně volnosti a je schopen zvládnout až 150 úchopů za minutu. Jeho nosnost se pohybuje v rozmezí 1 – 2 kg [18, 19].

**ABB IRB 360 má 4 provedení [16]:**

- Kompaktní provedení – dosah 800 mm (malé rozměry, aplikace v menších linkách)
- Standardní provedení – dosah 1130 mm
- Vysokonosnostní provedení – obdobný dosah, nosnost až 3 kg
- Dlouhoramenné provedení – dosah 1600 mm, nosnost 1kg

Standardní provedení má pracovní prostor optimalizovaný pro nejrychlejší sbírací aplikace. Dlouhoramenné vyniká v dosahu na vzdálenější dopravníky, ovšem ztrácí na nosnosti [16].

Robot dosahuje vynikajících výsledků v synchronizaci s dopravníkem. Má vysokou flexibilitu v plném rozsahu rychlostí. Je řízen za pomoci software PickMaster vyvinutý firmou ABB. OM detekuje pomocí kamery integrované přímo v základně [16,19].

Technické parametry robotu uvádí tabulka **tab. 1**.

Technické parametry ABB IRB 360	
Nosnost	až 3 kg
Hmotnost	120 – 145 kg
Počet stupňů volnosti	4
Opakovatelnost polohy	0,1 mm
Úhlová opakovatelnost	0,4 °
Výkon	0,477 kW
Hlučnost	menší než 70 dB
Napájení	200 – 600 V / 60 Hz
Maximální zrychlení	100 m.s <sup>-2</sup>

**tab. 1** Technické parametry ABB IRB 360 [16]

## 2.2 Použití delta robotu

Hlavní přednost paralelní struktury je její bezkonkurenční rychlost. Její použití je proto v místech, kde je potřeba rychlá a přesná manipulace s výrobky.

Pro srovnání je robot s paralelní strukturou více než dvakrát rychlejší než robot typu SCARA v manipulačních operacích. Používá se pro manipulaci s drobnými díly, jako jsou šrouby, plošné spoje, ale i velice hojně v potravinářském průmyslu, zejména v pekařství a cukrářství. Ať už je OM lžička, injekční stříkačka, mikročip či solární panel, dokáže si s nimi delta robot s rychlostí a spolehlivostí uložení poradit. Konkrétně typ IRB 360 byl navržen pro práci v masných a mlékárenských závodech [18,17].

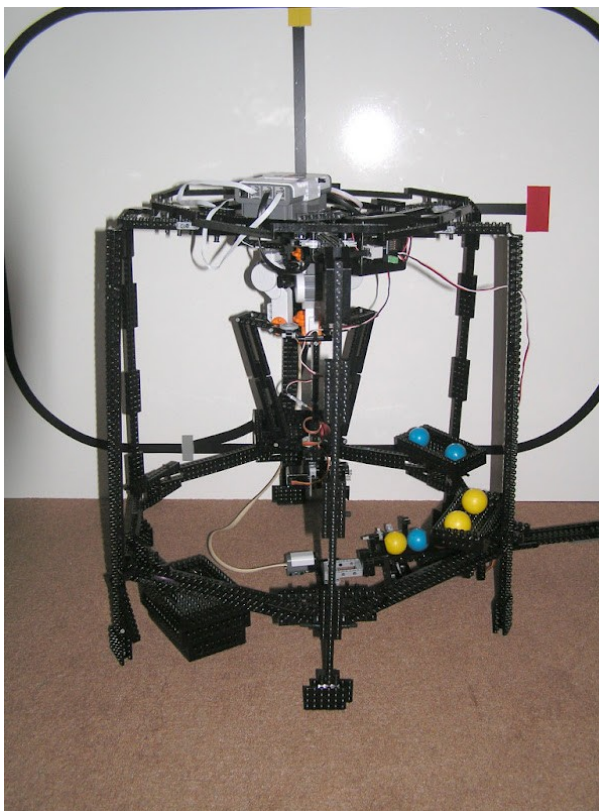
Typy se šesti stupni volnosti jsou schopny vyřešit automatizaci složitých úloh, jako je např. vsazování, lepení a pájení. Na obrázku **obr. 2** je takový robot od firmy FANUC [17].



**obr. 2** FANUC M-1iA [17]

### 2.2.1 Příklad použití robotu ABB IRB 360

Jako spíše laboratorní příklad třídící operace je uveden robot ABB IRB 360, který je vyroben ze stavebnice LEGO Mindstorms. Robotu po dopravníku přijíždí barevné koule a ten je potom třídí dle barvy a ukládá do boxů. Poskládaný model je schopen třdit až 8 různých barev [14].



**obr. 3** Robot ABB IRB 360 ze stavebnice LEGO Mindstorms [14]

Robotické technologie také pomáhají transformovat potravinářské závody a podstatně zrychlovat výrobu. Podmínky pro práci v takto hygienicky náročných podmínkách robot ABB IRB 360 splňuje. Uplatnění našel například ve firmě Honeytop Speciality Food Ltd, kde sbírá a stohuje palačinky. Celá jejich výroba je zautomatizována, čímž se zvýšila hygiena a flexibilita výroby oproti tradiční ruční výrobě [20].



**obr. 4** Sbíráání palačinek v Honeytop Speciality Food Ltd [20]

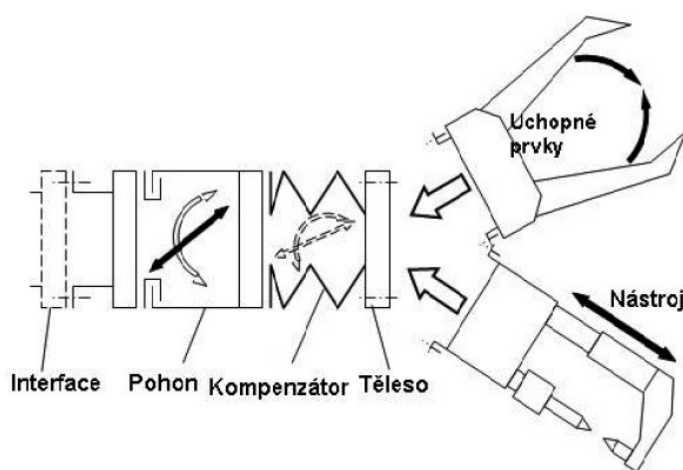


### 3. Rozbor efektorů

#### 3.1 Popis efektoru

Efektor je výkonný subsystém průmyslového nebo také servisního robotu. Účelem efektoru je realizace úkolů, pro které je robot předurčen, např. pro manipulaci s objekty a jiné technologické aplikace. Podle toho, o jaké objekty jde, efekторы dělíme na uchopovací nebo technologické, v případě střetu obou funkcí jde o efekторы hybridní [3].

#### 3.2 Struktura efektoru



**obr. 5** Obecná struktura efektoru [3]

Na obrázku **obr. 5** je schématicky znázorněna obecná struktura efektoru. Jsou na ni patrné hlavní prvky, ze kterých se skládá:

##### Interface

Je to základní část efektoru, která zajišťuje jeho propojení s koncovou částí robotu. Je normalizována normou ISO, tvary, rozměry a parametry části na robotu i na efektoru jsou pro výrobce závazné. Zajišťuje dostatečně tuhé a přesné propojení, ale také musí umožnit průchod kabelážím, popř. hadicím nebo trubkám [3].

##### Pohon

Je volen dle potřeb transformací pohybu, ceny, dostupností rozvodů atd. V dnešní době je využíváno pneumatických, hydraulických a elektrických pohonů [3].

## Kompenzátor

Eliminuje nepřesnosti, které by se mohly mezi OM a schopnými prvky objevit. Jeho výhodou je využití deformovatelnosti konstrukce a tím možnosti přizpůsobení k plochám na OM, které chceme využít k manipulaci. Nevýhodou je možná ztráta tuhosti konstrukce a riziko rozkmitání efektoru [3].

## Těleso

Základní nosný stavební prvek s rozhodujícím podílem pro dosažení požadované přesnosti a tuhosti efektoru. Současně s těmito požadavky musí také splňovat předpoklady pro minimalizaci vnějších rozměrů efektoru a připojení ostatních částí [3].

## Úchopné prvky

Hrají rozhodující roli pro dosažení parametrů, závisících na kontaktu s dotykovými plochami efektoru a do značné míry také předurčují volbu struktury efektoru. Vnější rozměry, tvar a jejich materiál není pevně dán, vše se odvozuje od činnosti, ke které budou určeny. Záleží zde i ovšem na více faktorech [3].

Následující tabulka **tab. 2** je věnována obecnému přehledu klasifikace úchopných prvků. Jsou zde uvedeny struktury, které jsou vhodné k řešení návrhu efektoru.

<b>Mechanické</b>	aktivní (poháněné)	elektromotorem
		pneumotorem
<b>Podtlakové</b>	aktivní	s vývěvou
		s ejektorem

**tab. 2** Obecná klasifikace úchopných prvků [3]

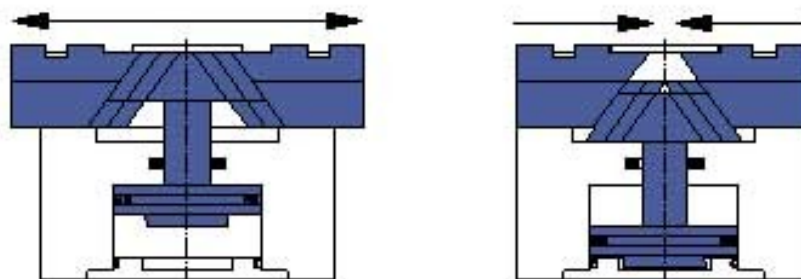
### 3.3 Mechanické aktivní úchopné prvky

Jejich řešení závisí na zvoleném druhu motoru, především podle charakteru pohybu – rotačního, nebo translačního a také podle druhu úchopných prvků a jejich pohybu. Třetím důležitým aspektem je transformace pohybu, je-li nutná podle prvních dvou voleb. Pro návrh efektoru k robotu ABB IRB 360 jsou vhodné struktury s transformací pohybu skupin T2 a T3 [3].

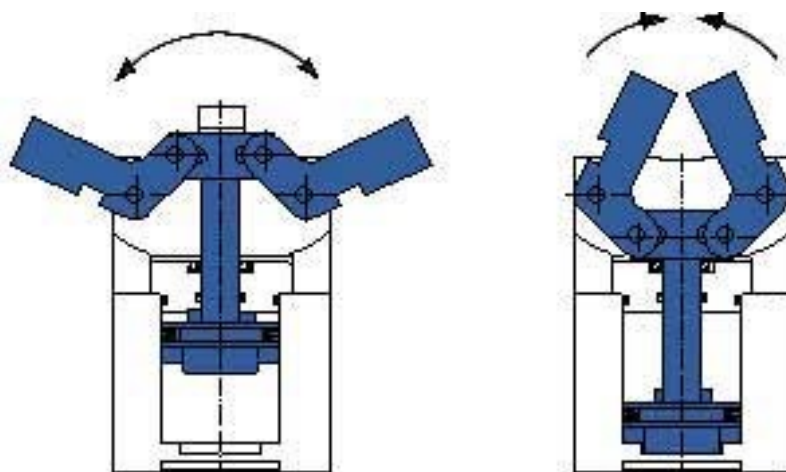
Skupina T2 převádí posuvný pohyb na rotační (angulární pohyb čelistí). Po doplnění paralelogramu se angulární pohyb čelistí změní na posuvný. Konstrukčně je použito ozubených a kloubových mechanismů. Především k pohonu využívá motorů

pneumatických, kde je v případě instalovaného rozvodu pracovního média snadné na něj efektor připojit [3].

Skupina T3 převádí rotační pohyb na posuvný, koná neidentickou transformaci pohybu. Zde je pohon vyvozen elektromotorem, který je výhodný z hlediska řízení, ale kvůli rotaci je jej obtížnější uložit do tělesa efektoru [3].



**obr. 6** Schéma paralelního pohybu čelistí efektoru [21]



**obr. 7** Schéma angulárního pohybu čelistí efektoru [21]

U mechanických efektorů rozlišujeme 2 druhy pohybu čelistí, a to paralelní (**obr. 6**) a angulární (**obr. 7**). V prvním případě se čelisti efektoru pohybují v paralelním pohybu vzhledem k tělu efektoru. Je používán ve většině průmyslových aplikací z důvodu přesné manipulace. V druhém případě se čelisti efektoru otevírají a zavírají kolem centrálního bodu otáčení a koncové body čelistí opisují dráhu kružnice. Tento způsob pohybu čelistí je využíván v místech stísněné manipulace [22].

### 3.4 Podtlakové aktivní úchopné prvky

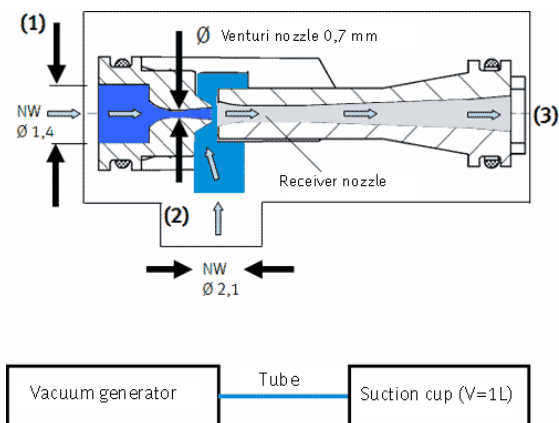
U podtlakových efektorů lze využít pasivních i aktivních úchopných prvků. Úchopnými prvky jsou většinou přísavky (**obr. 8**), které i s příslušenstvím vyrábí firmy specializované na pneumatické prvky. Výhoda těchto struktur spočívá v možnosti napojení na rozvod stlačeného vzduchu v závodě [3].



**obr. 8** Pneumatická přísavka [21]

Pasivní prvky vytváří podtlak pohybem ramene robotu směrem k OM, tím se přísavka elasticky deformuje a vytlačí vzduch z prostoru, který pokrývá. Řešení je to jednoduché, ale nepraktické. Zdrojem problému může být znečištění nebo nerovnost, či samotné odpojení přísavky od OM. Proto je vhodné volit především aktivní prvky [3].

Aktivní prvky vytváří podtlak za pomoci ejektoru, výjimečně vývěvou. Ejektor je zařízení využívající principu Venturiho trubice (**obr. 9**). Při proudění vzduchu dýzou se jeho rychlost zvýší na nadzvukovou úroveň. Po výstupu z trysky difuzoru vzduch zvýší svůj objem a proudí přes trysku přijímače do výstupního otvoru (tlumič hluku). Během tohoto procesu se tvoří vakuum v komoře mezi tryskou difuzoru a tryskou přijímače, které způsobují nasávání vzduchu z otvoru připojení vakua. Nasátý vzduch i odpadní vzduch proudí následně ven přes výstupní otvor (tlumič hluku) [21].



**obr. 9** Schéma vakuového ejektoru [21]

V konstrukčním řešení, kde je přísavek více, může mít každá přísavka svůj ejektor, či jeden centrální pro ovládání všech přísavek najednou (**obr. 10**). Přísavky mohou realizovat svou činnost až po přítlaku na OM, proto je nutné ošetřit, aby koncová poloha ramene robotu byla až za hranicí přítlaku [3].



**obr. 10** Přísavkový efektor s centralizovaným ejektorem [3]

Přísavkové efekторы lze použít pro rozměrné tabule z plechu či skla, také pro objekty složitých tvarových ploch, kterým se nastavením přísavek lze vhodně přizpůsobit. Nutné je, aby povrch OM nebyl znečištěn, byl hladký a spojitý s přísavkou [3].

I když mají i své nevýhody spojené s nižší přesností polohování, danou deformovatelností pryžové přísavky, prodlevy v úchopu způsobené vytvářením podtlaku, nároky na čistotu a případné hlučnosti, jsou hojně průmyslově používány, obzvláště u delta robotů. Jsou spolehlivé, lehké a konstrukčně nenáročné. Postup při návrhu je vázán katalogem výrobce [3].

## 4. Požadavkový list

**Rozměry:** rozevření čelistí 15 – 55 mm

**Hmotnost OM:** cca 0,2 kg

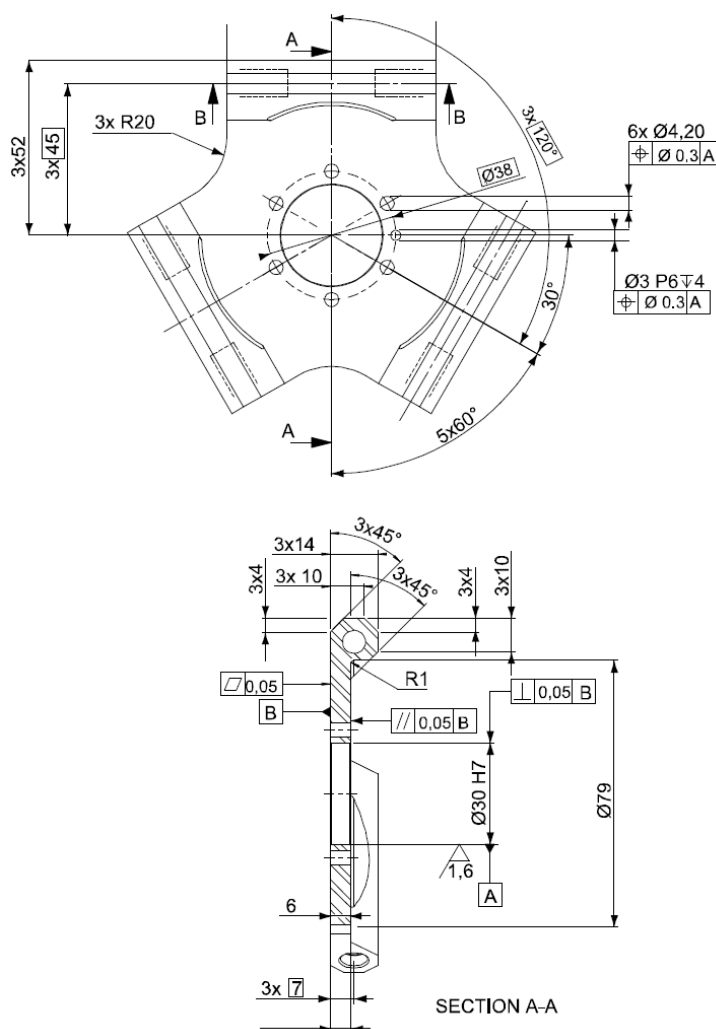
**Hmotnost efektoru:** co nejnižší vzhledem k nosnosti robotu 3 kg

**Pohyb čelistí:** paralelní

**Parametry uchopení:** možnost uchopení různých geometrických těles

**Pohon efektoru:** elektrický / pneumatický

**Připojovací člen robotu (Interface):**



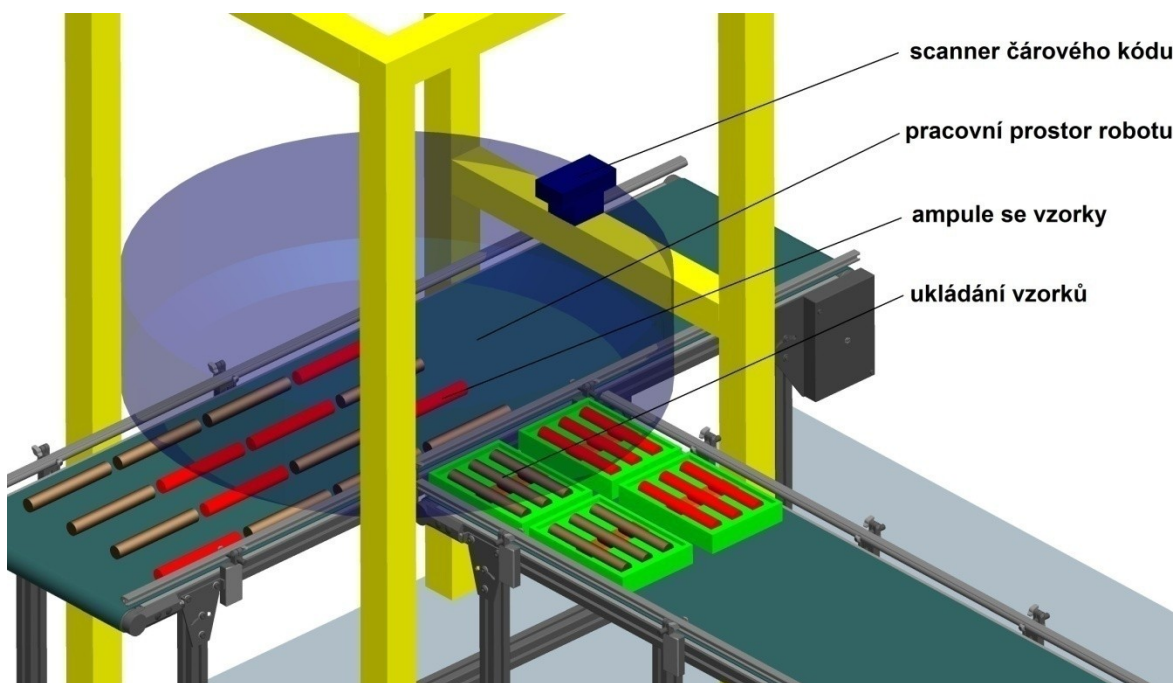
obr. 11 Interface robotu ABB IRB 360

## 5. Výběr pracovní úlohy

Vzhledem k samotné konstrukci robotu a vlastní manipulovatelnosti (pouze 4 stupně volnosti), není robot ABB IRB 360 schopen vykonávat takové manipulační operace jako jeho konkurent od firmy FANUC (6 stupňů volnosti). Bylo by proto obtížné hledat montážní operaci, kterou by robot zvládnul. Mnohem praktičtější je najít pracovní úlohy, pro kterou byl robot stvořen a to pro rychlou manipulaci a třídění výrobků. Po prozkoumání odvětví použití a konkrétních pracovních úloh byly navrženy dvě varianty.

### 5.1 Třídící úloha s chemickými vzorky

Jako první vhodná pracovní úloha byla navržena třídící úloha s chemickými vzorky. Princip úlohy spočívá ve sbírání ampulí se vzorky a následným ukládáním do příslušné krabičky. Při prvotním úchopu jakékoliv ampule z pásu nezáleží na jejím obsahu, protože robot si tuto informaci ověří pomocí scanneru a čárového kódu, kterým by byla ampule opatřena. Na obrázku **obr. 12** je zjednodušená vizualizace pracoviště.



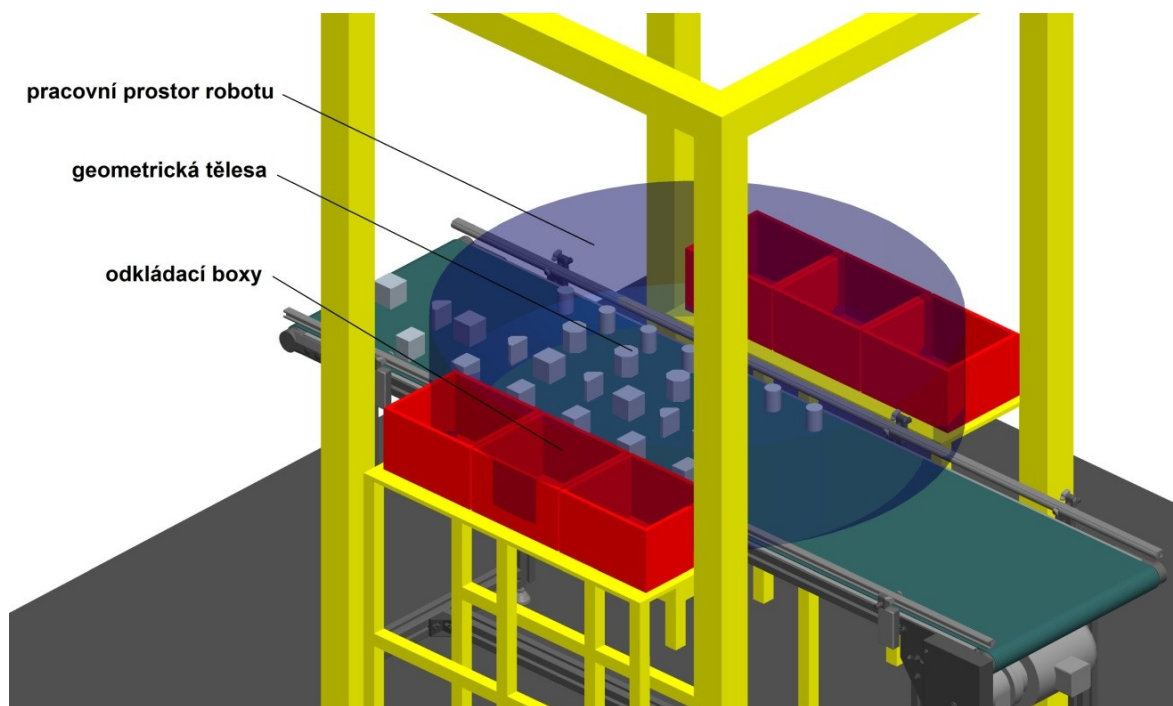
**obr. 12**

Vizualizace pracoviště s chemickými vzorky

## 5.2 Třídící úloha s geometrickými tělesy

Oproti předchozí pracovní úloze byla navržena varianta, která by se více hodila do laboratorního prostředí a ještě lépe využila manipulační schopnosti robotu.

Objekty manipulace se stala geometrická tělesa, a to válec, krychle, kvádr, osmiboký hranol a upravený trojboký hranol. Stejně jako v předchozí třídící úloze by tato tělesa přijížděla na dopravníku a podle toho, o jaké těleso půjde, by je robot roztrídil do odkládacích boxů.



obr. 13 Vizualizace pracoviště s geometrickými tvary

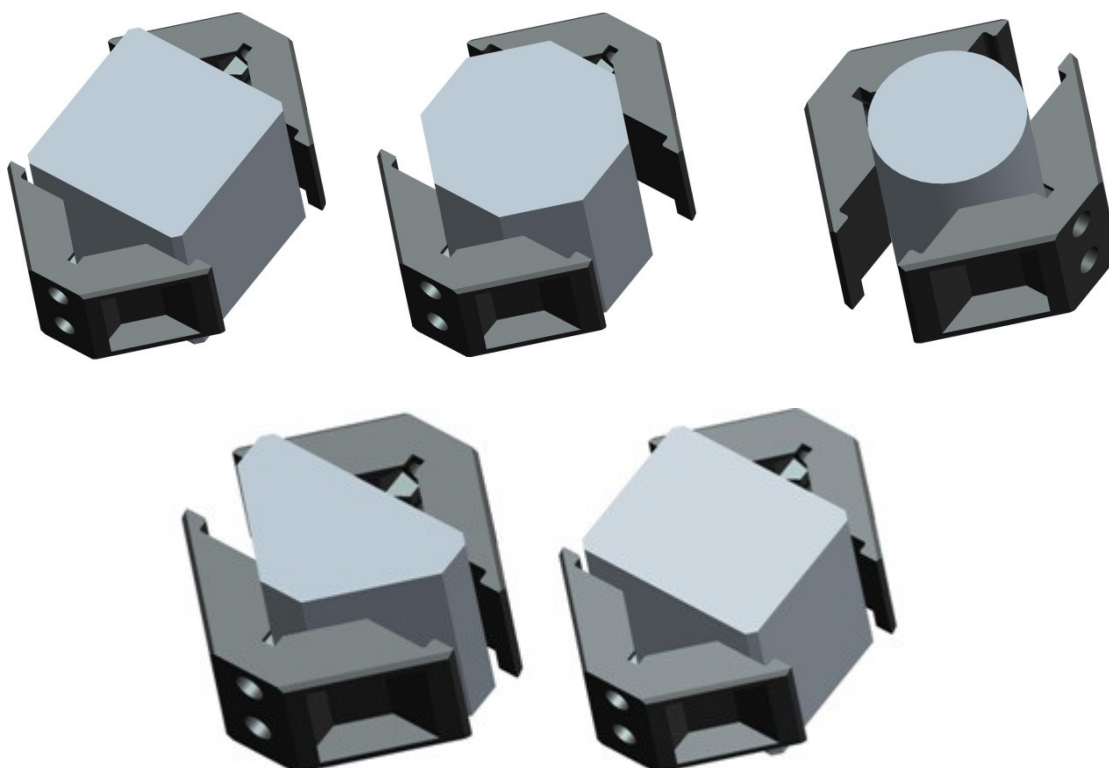
## 5.3 Závěr výběru vhodné pracovní úlohy

Po zvážení dostupnosti OM a náročnosti řešení pracovních úloh byla nakonec vybrána jako nejvhodnější varianta se sbíráním geometrických těles. U úlohy s chemickými vzorky by se celý proces zpomaloval čtením čárového kódu a úloha by ztrácela na efektu. Celkově je zajímavější navrhnout konstrukční variantu efektoru, která by byla schopna řešit takto rozmanitou úlohu.



## 6. Geometrická tělesa

Na následujících obrázku (**obr. 14**) jde vidět postupná zkouška upnutí OM. Tvar čelistí je určen experimentálně. Je tvořen prizmatem o úhlu  $90^\circ$ , z čehož jsem vycházel. Další opěrné plochy slouží pro upnutí krychle, kvádru a trojbokého hranolu. Celkový přehled geometrických těles je na následující sérii obrázků.



**obr. 14** Zkoušky upnutí geometrických těles

Objekty manipulace jsou vyrobeny metodou 3D tisku z materiálu PC Fortus. Jejich hustota je okolo  $1200 \text{ kg/m}^3$  a koeficient tření  $f = 0,31$  vzhledem k faktu, že i výměnné prizmatické čelisti by měly být vyrobeny ze stejného materiálu.

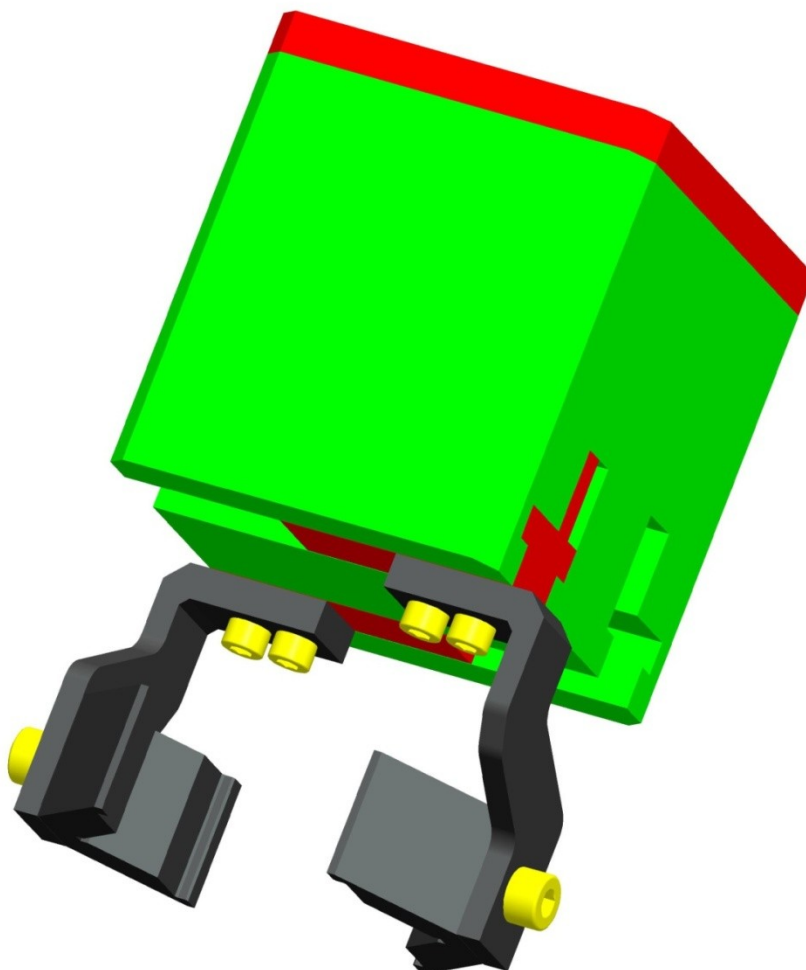
Objekt manipulace	Hmotnost [kg]
krychle	0,149
kvádr	0,119
trojboký hranol	0,066
válec	0,057
osmiboký hranol	0,123

**tab. 3** Hmotnosti geometrických těles

## 7. Varianty efektoru

### 7.1 Efektor s ozubeným převodem (varianta A)

Pohyb čelistí je realizován pomocí ozubeného převodu z pastorku umístěném na pohonu na dva ozubené hřebeny a čelisti se posouvají proti sobě. Pohonem efektoru je elektromotor. Veškeré mechanismy jsou uloženy uvnitř tělesa efektoru. Rozsah čelistí pokryje s dostatečnou rezervou největší OM (50x50x50 mm).



obr. 15 Efektor s ozubeným převodem

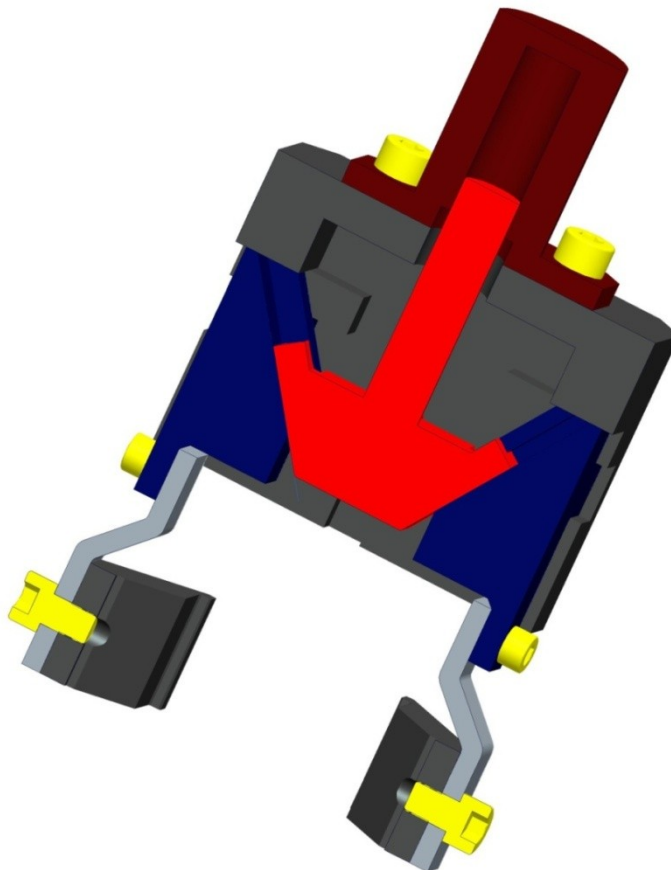
#### Parametry varianty A

- Hmotnost: cca 2,5 kg
- Maximální rozměry: výška x šířka x délka [mm] 183 x 136 x 110

- rozsah čelistí
- nezávislost na pneumatickém rozvodu

- hmotnost, konstrukce, montáž

Následující variantu řešení byla zvolena z důvodu další úspory hmotnosti a rozměrů efektoru, díky možnosti umístit jezdce čelistí do jedné dráhy. Princip mechanismu je ukázán na následujícím obrázku **obr. 16**.



- 27 -

Pohyb klínu je vyvozen pneumatickým válcem. Při pohybu klínu směrem dolů se jezdci čelistí od sebe odtahují a čelisti rozevírají. Aby byl zajištěn zpětný pohyb čelistí, jsou na klínu a jezdcích vyrobeny T drážky pro jejich pohyblivé spojení. Dorazy efektoru by se vyřešily buď zámkem na pístu, nebo mechanickými zábranami přímo na tělese efektoru. Mechanismus pokrývá požadovaný rozsah čelistí, ten je 19 mm na čelisti.

### **Parametry varianty B**

- Hmotnost: cca 1,2 kg
- Maximální rozměry: výška x šířka x délka [mm] 198 x 129 x 65
- Pohyb čelistí: paralelní
- Rozevření čelistí: max/min[mm] 59/19

### **Výhody**

- rozsah čelistí, jednoduchost, kompaktnost
- vhodnější sestavení oproti variantě A
- rychlý mechanismus

### **Nevýhody**

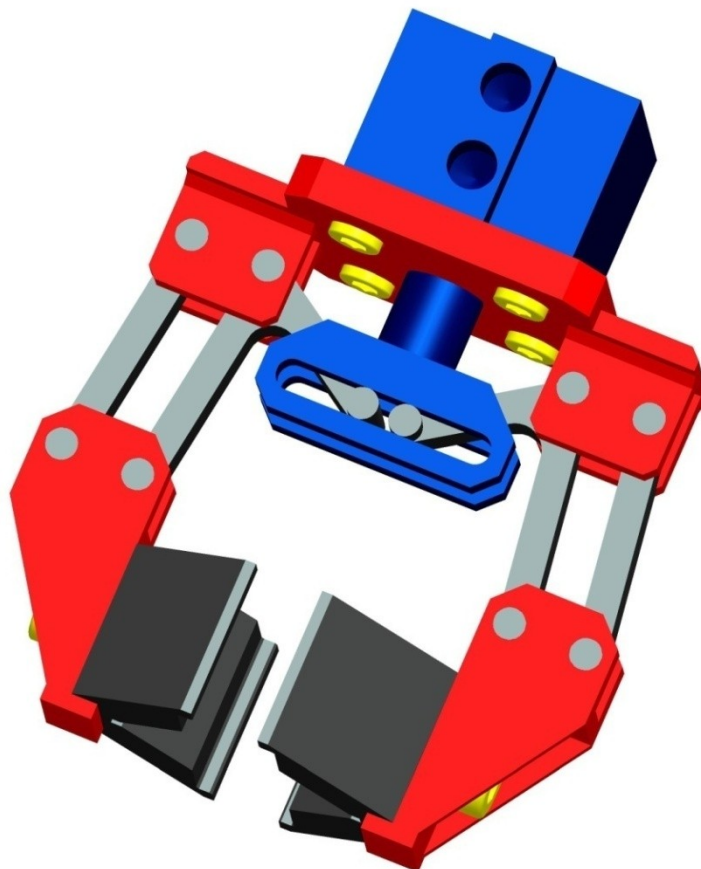
- hmotnost, konstrukce

Tato varianta je montážně jednodušší než předchozí, ale výrobně složitější. Výhodou je úspora místa a hmotnosti, těleso předchozí varianty má rozměry 100x110x100 mm, tato má 60x80x120 mm. Výhodou je také převod síly z pístu jen pomocí klínu a žádných dalších přidavných mechanismů.

Varianta s klínem je kompaktní a rychlá. Tuto strukturu s podobným mechanismem využívá firma SCHUNK.

## **7.3 Efektor s paralelogramem (varianta C)**

Posuv čelistí je realizován pomocí paralelogramu, který je rozpohybován pneumatickým pístem. Varianta je už částečně vylehčená a daly by se na ní udělat další úpravy pro snížení hmotnosti. Rozsah čelistí splňuje požadavky na upnutí 5 těles. Čelisti jsou opět výměnné, je možné uchopit válcové i hranaté tvary.



obr. 17 Efektor s paralelogramem

### Parametry varianty C

- Hmotnost: cca 0,8 kg
- Maximální rozměry: výška x šířka x délka [mm] 160 x 160 x 65
- Pohyb čelistí: paralelní
- Rozevření čelistí: max / min[mm] 66/18

### Výhody

- široký rozsah čelistí, jednoduchost, rychlá regulace, hmotnost

### Nevýhody

- závislost na rozvodu vzduchu, možné namáhání kloubů a táhel

Co se týče rozměrů a hmotnosti, na ABB IRB 360 se nejvíce hodí **varianta řešení C**. Robot nemá příliš velkou nosnost (max. 3 kg) a každá úspora na efektoru bude ku prospěchu OM a možnosti rychlejší manipulace.

## 8. Hodnotová analýza

Pro zvolení nejvýhodnější varianty byla použita hodnotová analýza. Podle porovnávání kritérií, uvedených v požadavkovém listu a následným přiřazením důležitosti a váhy jednotlivým kritériím, vyjdou po součtu vážených indexů každé varianty sumy bodů k porovnání. Která varianta získá největší sumu bodů, je označena za nejvýhodnější.

### 8.1 Kritéria rozhodování

Kritérium	Druh kritéria	Charakteristika kritéria
K1	Hmotnost	Celková hmotnost efektoru
K2	Složitost konstrukce	Montáž a složitost výroby
K3	Rozevření čelistí	Max/min hodnota [mm]
K4	Maximální vnější rozměry	Výška x šířka x délka [mm]
K5	Pohyb čelistí	Druh rozevírání čelistí

tab. 4 Charakteristiky a druhy jednotlivých kritérií

### 8.2 Hodnoty kritérií

Kritérium	Varianta A	Varianta B	Varianta C
K1	2,5 kg	1,2 kg	0,6 kg
K2	složitá	složitá	přijatelná
K3	64/5	59/19	66/18
K4	183 x 136 x 110	198 x 129 x 65	160 x 160 x 65
K5	paralelní	paralelní	paralelní

tab. 5 Hodnoty kritérií

### 8.3 Stupnice hodnocení jednotlivých kritérií

Vysoká úroveň	4 body
Dobrá úroveň	3 body
Průměrná úroveň	2 body
Nízká úroveň	1 bod
Nevyhovující úroveň	0 bodů

## 8.4 Zhodnocení kritérií u jednotlivých variant

	K1	K2	K3	K4	K5
<b>Varianta A</b>	1	2	4	3	4
<b>Varianta B</b>	2	2	2	4	4
<b>Varianta C</b>	4	3	3	3	4

tab. 6 Zhodnocení kritérií u jednotlivých variant

## 8.5 Váha významnosti jednotlivých kritérií

Pro váhu významnosti  $q$  byla zvolena lineární závislost:  $q = 0,25 * v + 1$ , kde  $v$  je počet voleb.

Porovnáváné páry kritérií				Počet voleb $v$	pořadí	Váha významnosti $q$
K1 K2	K1 K3	K1 K4	K1 K5	3.5	1	1.875
	K2 K3	K2 K4	K2 K5	2	3	1.5
		K3 K4	K3 K5	2	3	1.5
			K4 K5	1	4	1.25
				0	5	1

tab. 7 Váha významnosti kritérií

## 8.6 Výpočet vážených indexů navržených variant

### Varianta A

Kritérium	Varianta A		
	Hodnota	Váha významnosti kritéria $q$	Vážený index kritéria $l_{ij}$
K1	1	1,875	1,875
K2	2	1,5	3
K3	4	1,5	6
K4	3	1,25	3,75
K5	4	1	4
Celkový součet vážených indexů $l_{ij}$ varianty A			18,625

tab. 8 Výpočet vážených indexů varianty A

**Varianta B**

Kritérium	Varianta B		
	Hodnota	Váha významnosti kritéria $q$	Vážený index kritéria $l_{ij}$
K1	2	1,875	3,75
K2	2	1,5	3
K3	2	1,5	3
K4	4	1,25	5
K5	4	1	4
Celkový součet vážených indexů $l_{ij}$ varianty B			18,75

tab. 9 Výpočet vážených indexů varianty B

**Varianta C**

Kritérium	Varianta C		
	Hodnota	Váha významnosti kritéria $q$	Vážený index kritéria $l_{ij}$
K1	4	1,875	7,5
K2	3	1,5	4,5
K3	3	1,5	4,5
K4	3	1,25	3,75
K5	4	1	4
Celkový součet vážených indexů $l_{ij}$ varianty C			24,25

tab. 10 Výpočet vážených indexů varianty C

**8.7 Výsledky hodnotové analýzy**

Varianty	Celkový součet vážených indexů $l_{ij}$
Varianta A	18,625
Varianta B	18,75
Varianta C	24,25

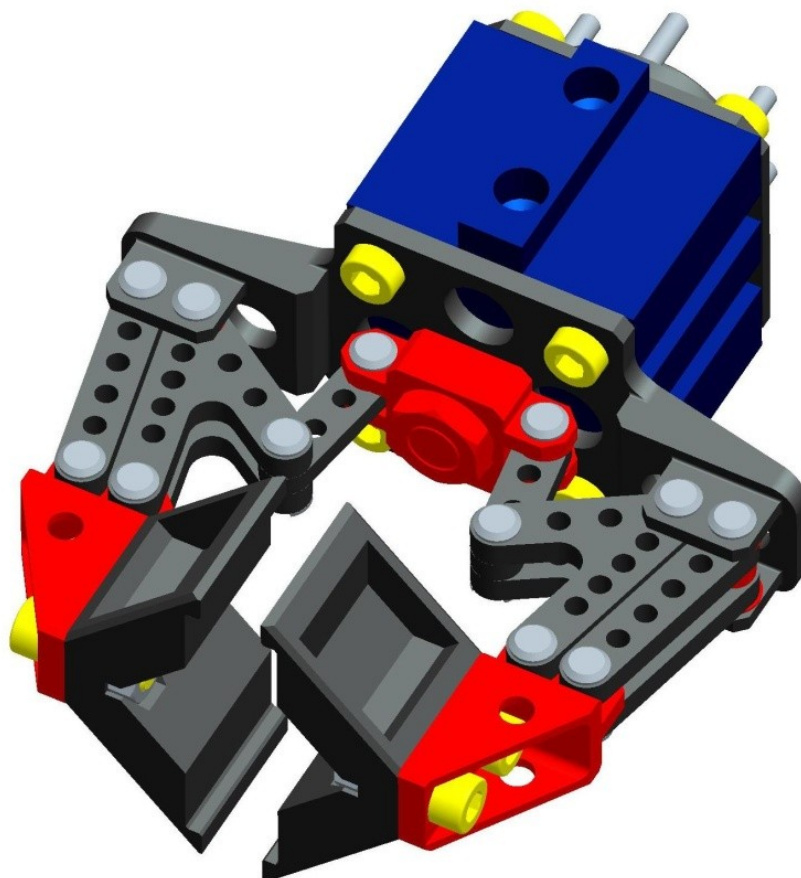
tab. 11 Výsledky hodnotové analýzy

Dle výsledků hodnotové analýzy byla jako nejvýhodnější označena **varianta C**, protože dosáhla nejvyššího počtu bodů z 3 navržených variant [4].

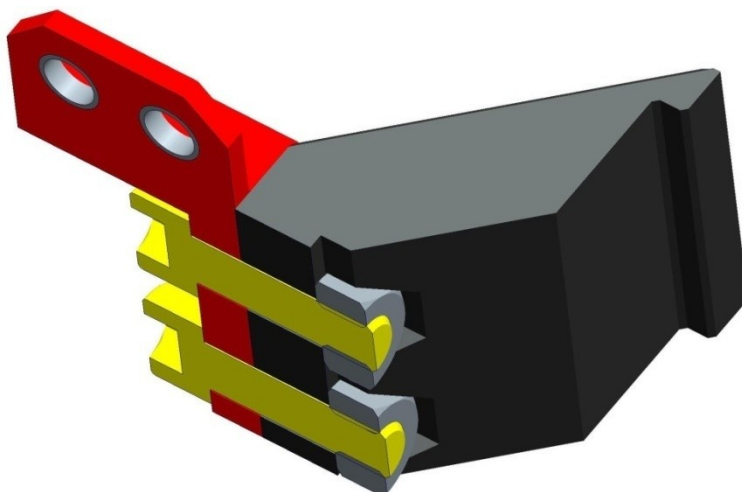


## 9. Konstrukce efektoru

Efektor je určen pro manipulaci s pěti druhy OM a to s krychlí, kvádrem, válcem, osmibokým hranolem a trojbokým hranolem. Rozmezí rozevření čelistí je 17 – 54 mm na zdvihu 15 mm a splňuje požadavky pro upnutí všech těles. Úchop je zajištěn dvěma výměnnými čelistmi vyrobených metodou 3D tisku. Díky této technologii bylo možno udělat do nitra čelisti 2 tvarové drážky pro matice, kde se jen zasunou a z druhé strany se prostrčí šrouby. Bylo tím získáno místo pro snížení rozměrů čelistí, hmotnost se snížila dostatečným vybráním ve stěně čelisti. Další výhodou je, že v případě změny OM by se čelisti daly vyměnit za jiné, nebo stávající konstrukčně upravit. Čelisti jsou upevněny v držáku, na který jsou připevněna táhla za pomoci čepů. Ty jsou, ostatně jako všechny čepy na efektoru, uloženy v kluzných plastových pouzdrech firmy Igus - iglidur G a zajištěny třmenovým kroužkem. Pohyb čelistí je paralelní. Na **obr. 19** je řešení uložení čelistí.

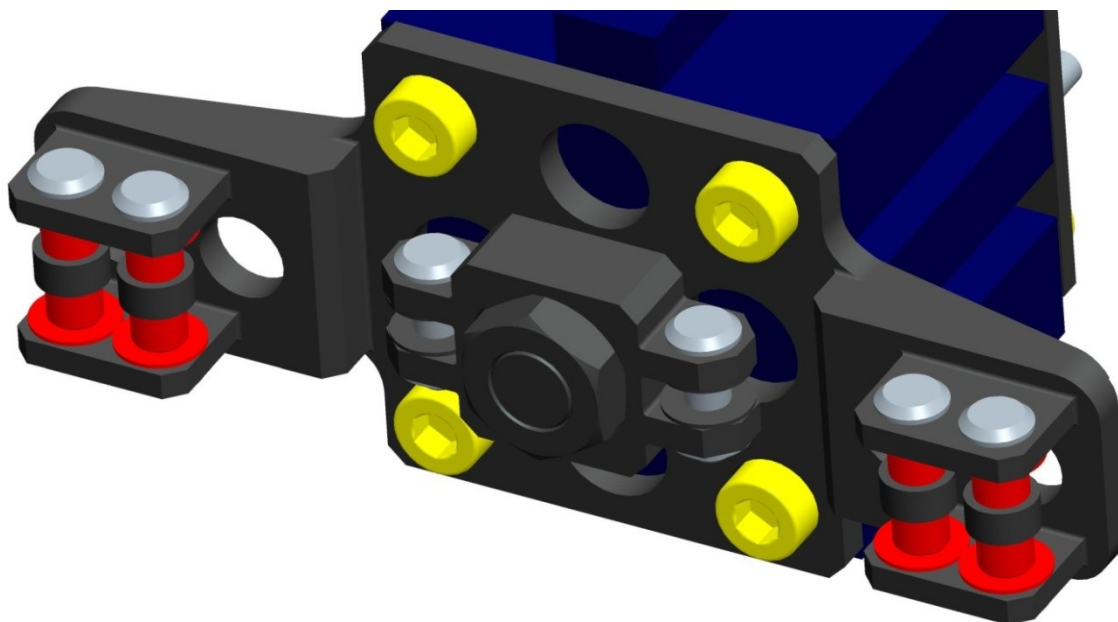


**obr. 18** 3D model finální varianty efektoru



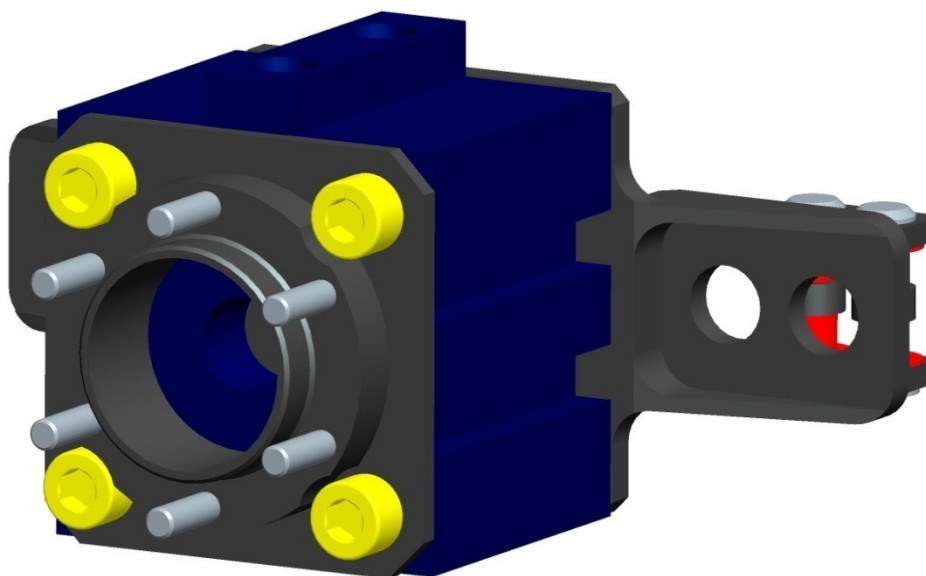
**obr. 19** Uložení výměnné čelisti

Mechanismus efektoru je poháněn pneumatickým válcem s krátkým zdvihem od firmy FESTO. Na ten je přišroubována kulisa a zajištěna kontra maticí proti uvolnění. Pohon je připevněn na základ efektoru 4 šrouby M6.



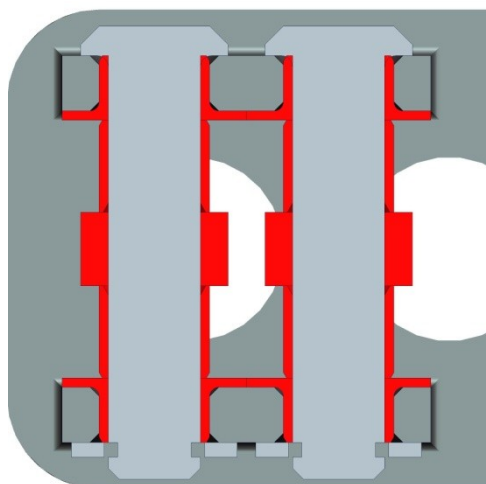
**obr. 20** Upevnění kulisy a pohonu

K interface robotu je připojen pomocí mezikusu, ve kterém jsou nachystány závrtné šrouby M4 k prostrčení otvory na interfacu robotu a následnému zašroubování maticemi z druhé strany. Z konstrukčních důvodů (roztečný průměr interface robotu) nešlo použít menší a slabší pohon.



**obr. 21** Upevnění mezikusu pro interface robotu

Metodou 3D tisku jsou vyrobeny pouze čelisti a OM oproti plánu vyrobít touto metodou více komponent na efektoru. Důvodem je, že materiál je křehký a nelze do něj nemožné vyrobít závit. Proto budou ostatní komponenty vyrobeny z hliníkové slitiny, kromě normalizovaných dílů, jako jsou šrouby a matice, obráběním.



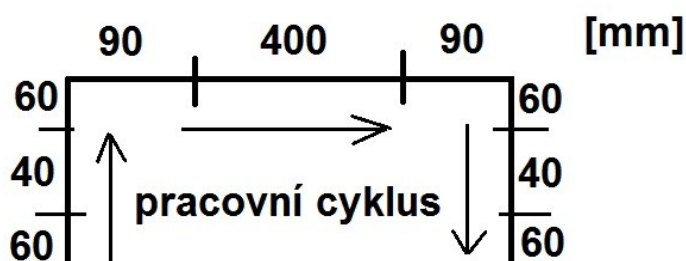
**obr. 22** Uložení čepů

Na **obr. 22** je ukázáno uložení čepů. Červeně jsou označena plastová kluzná pouzdra a distanční podložka mezi táhly. Pouzdra umístěna v základě efektoru jsou opatřena límcem z důvodu vymezení vůle a eliminování tření mezi táhlem a základem efektoru.

## 10. Výpočet parametrů efektoru

### 10.1 Výpočet kinematických parametrů

Při výpočtu jsem vycházel z maximálního možného zrychlení robotu  $a = 100 \text{ m/s}^2$  a předpokladu dráhy pohybu. Na obrázku **obr. 23** je naznačen možný pracovní cyklus robotu při sbírání těles.



**obr. 23** Pracovní cyklus robotu

Čísla na obrázku značí rozfázování pohybu na akceleraci, deakceleraci a rovnoměrný pohyb. Hodnota 400 mm je průměrná hodnota přejezdu z pásu k danému boxu.

Dáno/voleno	Výpočet	Výsledek
$v_v = 2 \text{ m/s}$ $s_1 = 0,06 \text{ m}$ $s_2 = 0,04 \text{ m}$	<p><u>Vertikální zrychlení <math>a_v</math></u></p> $a_v = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_v^2}{s} = \frac{2^2}{0,06} = 33,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ <p><u>Výsledný čas <math>t</math></u></p> $t = \sqrt{\frac{s_1}{\frac{1}{2} \cdot a}} = \sqrt{\frac{0,06}{\frac{1}{2} \cdot 33,3}} = 0,06 \text{ s}$ <p><u>Rovnoměrný pohyb</u></p> $t = \frac{s_2}{v_v} = \frac{0,04}{2} = 0,02 \text{ s}$	<p><math>a_v = 33,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}</math></p> <p><math>t = 0,06 \text{ s}</math></p> <p><math>t = 0,02 \text{ s}</math></p>

**tab. 12** Výpočet vertikálního pohybu

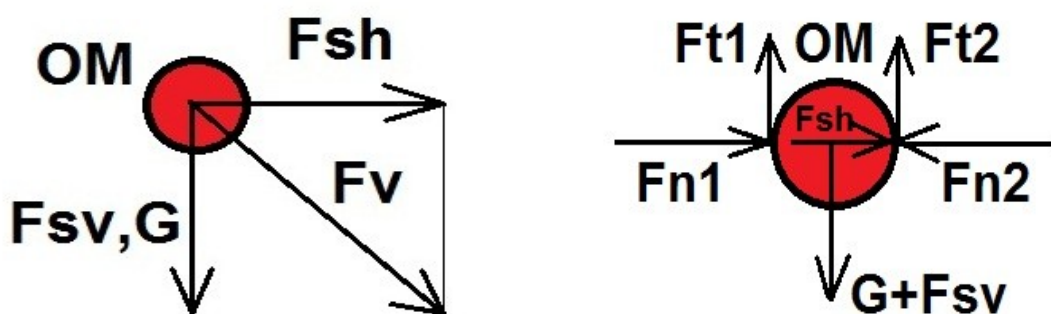
Dáno/voleno	Výpočet	Výsledek
$v_h = 3 \text{ m/s}$ $s_1 = 0,09 \text{ m}$ $s_2 = 0,4 \text{ m}$	<p><u>Horizontální zrychlení <math>a_h</math></u></p> $a_h = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_h^2}{s} = \frac{3^2}{0,09} = 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ <p><u>Výsledný čas <math>t</math></u></p> $t = \sqrt{\frac{s_1}{\frac{1}{2} \cdot a}} = \sqrt{\frac{0,09}{\frac{1}{2} \cdot 50}} = 0,06 \text{ s}$ <p><u>Rovnoměrný pohyb</u></p> $t = \frac{s_2}{v_h} = \frac{0,4}{3} = 0,13 \text{ s}$	$a_h = 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  $t = 0,06 \text{ s}$  $t = 0,13 \text{ s}$

tab. 13 Výpočet horizontálního pohybu

Po sečtení časů potřebných k přejezdům a ponechání rezerv na upnutí a položení OM vychází průměrný čas  $T = 1 \text{ s}$  na jeden pracovní cyklus.

## 10.2 Výpočet dynamických parametrů

V této kapitole je proveden předběžný návrh působení sil na OM. Na **obr. 24** jsou znázorněny síly, které by na objekt působily při současném horizontálním a vertikálním pohybu, tj. kritická situace. Úvaha o detailnějším rozložení sil na jednotlivé OM bude přiložena ve výpočtové zprávě (příloha B).



obr. 24 Síly působící na OM při kritické situaci

Na OM působí tíhová síla  $G$  současně se setrvačnou silou vertikální  $F_{sv}$  a horizontální setrvačnou silou  $F_{sh}$ . Obecně používaný vztah pro vyjádření výslednice  $Fv$  vychází z Pythagorovy věty:  $Fv = \sqrt{(G + F_{sv})^2 + (F_{sh})^2}$ .

### 10.2.1 Určení bezpečnostního koeficientu k

Na určení jednotlivých koeficientů bezpečného upnutí závisí řada faktorů, které jsou uvedeny na **obr. 25**.

Dáno/voleno	Výpočet	Výsledek
$k_1 = 1,2$ $k_2 = 1,5$ $k_3 = 1,3$ $k_4 = 1,3$ $k_5 = 1,7$ $k_6 = 1$  [2], str. 46	<p><u>Uchopovací síla z translačního pohybu <math>F_{utr}</math></u></p> <p><b>Celkový koeficient bezpečnosti</b></p> $k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 = 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1,3 \cdot 1,3 \cdot 1,7 \cdot 1 = 5,17$ <p>Velikosti koeficientů <math>k_1 - k_6</math> jsou voleny podle kritérií uvedených v literatuře [2], str. 46</p>	$k = 5,17$

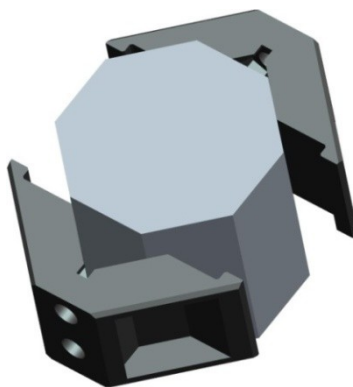
**tab. 14** Určení bezpečnostního koeficientu k

- $k_1$  – hmotnostní koeficient (bezpečná funkce při 120% nosnosti)
- $k_2$  – způsob uchopení objektu (dvojstranné uchopení)
- $k_3$  – stav povrchu neopracovaných objektů (podle nerovností)
- $k_4$  – kolísání tlaku pracovního média 120% (pneumatické, hydraulické)
- $k_5$  – dynamické charakteristiky robotů (amplitudy, doby útlumu...)
- $k_6$  – provozní podmínky uživatelů (běžné, ztížené, těžké)

**obr. 25** Kritéria volení koeficientů bezpečnosti

### 10.2.2 Výpočet upínací síly na OM

Pro názornost výpočtu upínacích sil na OM uvedu výpočet pro osmiboký hranol. Tento OM není nejtěžší, ale podle způsobu držení v čelistech pro něj vychází největší uchopovací síla. Ostatní tělesa budou uvedena ve výpočtové zprávě (příloha B).



**obr. 26** Upnutí osmibokého hranolu

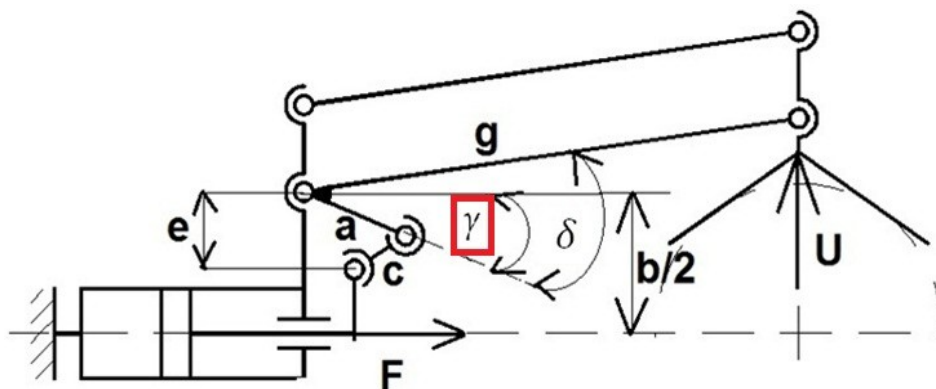
Dáno/voleno	Výpočet	Výsledek
$m_{OM}$ $= 0,123 \text{ kg}$  $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$  $a_v$ $= 33,3 \text{ m s}^{-2}$  $a_h = 50 \text{ m s}^{-2}$	<p><b><u>Tíhová síla G</u></b></p> $G = m_{om} \cdot g = 0,123 \cdot 9,81 = 1,2 \text{ N}$ <p><b><u>Setrvačné síly Fsh, Fsv</u></b></p> $F_{sv} = m_{om} \cdot a_v = 0,123 \cdot 33,3 = 4,1 \text{ N}$ $F_{sh} = m_{om} \cdot a_h = 0,123 \cdot 50 = 6,15 \text{ N}$ <p><b><u>Výslednice sil Fv</u></b></p> $Fv = \sqrt{(G + Fsv)^2 + (Fsh)^2}$ $Fv = \sqrt{(1,2 + 4,1)^2 + (6,15)^2} = 8,12 \text{ N}$	$G = 1,2 \text{ N}$  $F_{sv} = 4,1 \text{ N}$ $F_{sh} = 6,15 \text{ N}$  $Fv = 8,12 \text{ N}$

tab. 15 Určení výslednice sil  $Fv$ 

Dáno/voleno	Výpočet	Výsledek
$m_{OM}$ $= 0,123 \text{ kg}$  $f = 0,31$  $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$  $a_v$ $= 33,3 \text{ m s}^{-2}$  $Fv = 8,12 \text{ N}$  $a_h = 50 \text{ m s}^{-2}$	<p><b><u>Třecí síla Ft</u></b></p> $Ft1 + Ft2 - Fv = 0$ $Ft1 = Ft2$ $Ft1 + Ft2 = 2 \cdot Ft1$ $Ft1 = \frac{Fv}{2} = \frac{8,12}{2} = 4,1 \text{ N}$ <p><b><u>Normálová síla Fn</u></b></p> $Fn1 = \frac{Ft1}{f} \cdot k = \frac{4,1}{0,31} \cdot 5,17 = 68,4 \text{ N}$ $\frac{Fn1\alpha}{2} = \frac{Fn1/2}{\cos(\alpha)} = \frac{68,4}{\cos(45)} = 48 \text{ N}$ <p><b><u>Uchopovací síla</u></b></p> $U = 4 \cdot \frac{Fn1\alpha}{2} = 4 \cdot 48 = 193 \text{ N}$	$F_{t1} = 4,1 \text{ N}$       $F_{n1} = 68,4 \text{ N}$    $U = 193 \text{ N}$

tab. 16 Výpočet uchopovací síly  $U$

## 11. Určení převodové funkce efektoru



obr. 27 Schéma mechanismu efektoru

Na **obr. 27** je schéma mechanismu efektoru s vyznačenými hlavními parametry ovlivňující výpočet. Červeně je označen parametr, který byl volen jako proměnná výpočtu.

Po vyjádření základních geometrických vztahů byla nejprve určena závislost posuvu pístnice  $x$  na  $\gamma$  a závislost rozevření  $u$  na  $\gamma$ , z nichž vyplývají vztahy pro dílčí a celkovou převodovou funkci.

$$x = \cos \gamma \cdot a - \sqrt{c^2 - (e - \sin \gamma \cdot a)^2} \quad (1)$$

- Závislost posuvu  $x$  na  $\gamma$

Posuv pístnice  $x$  je vlastně funkcí úhlu  $\gamma$ , tedy  $x = f(\gamma)$ . Tuto odvozenou závislost derivujeme podle proměnné  $\gamma$ :

$$dx = -a \cdot \sin(\gamma) d\gamma - \frac{(a \cdot \cos \gamma) \cdot (e - \sin(\gamma)) d\gamma}{\sqrt{c^2 - (e - a \cdot \sin \gamma)^2}} \quad (2)$$

- Derivace posuvu  $x$  dle proměnné  $\gamma$

Úpravou derivovaného vztahu dostaneme přímo vztah pro dílčí převodovou funkci  $P_\gamma$ :

$$P_\gamma = \frac{d\gamma}{dx} = \frac{1}{-a \cdot \sin(\gamma) d\gamma - \frac{(a \cdot \cos \gamma) \cdot (e - \sin(\gamma)) d\gamma}{\sqrt{c^2 - (e - a \cdot \sin \gamma)^2}}} \quad (3)$$

- Dílčí převodová funkce  $P_\gamma$



K získání celkové převodové funkce  $P_u$  je nejprve třeba znát závislost rozevření  $u$  na  $\gamma$ , tedy  $u = f(\gamma)$ :

$$u = \frac{b}{2} + g \cdot \sin(\delta - \gamma) \quad (4)$$

- Závislost rozevření  $u$  na  $\gamma$

Získaný vztah opět derivujeme dle proměnné  $\gamma$ :

$$du = -g \cdot \cos(\delta - \gamma) d\gamma \quad (5)$$

- Derivace rozevření  $u$  dle proměnné  $\gamma$

Pro vyjádření vztahu celkové převodové funkce  $P_u$  platí obecný vztah:

$$P_u = \frac{du}{d\gamma} \cdot P_\gamma \quad (6)$$

- Obecný vztah pro vyjádření celkové převodové funkce  $P_u$

Nakonec už zbývá jen dosadit předem vyjádřené vztahy do obecného vztahu pro celkovou převodovou funkci a dostaneme její konkrétní podobu:

$$P_u = \frac{-g \cdot \cos(\delta - \gamma)}{-a \cdot \sin(\gamma) - \frac{(a \cdot \cos \gamma) \cdot (e - \sin(\gamma))}{\sqrt{c^2 - (e - a \cdot \sin \gamma)^2}}} \quad (7)$$

- Celková převodová funkce  $P_u$

K vyšetření vztahů mezi uchopovací silou  $U$  a silou na pohonu  $F$  potřebujeme doplnit vztah pro převodový poměr mezi těmito silami. Tyto relace vychází z principu virtuálních prací vnějších sil aplikovaných na celý mechanismus efektoru.

$$-F \delta x + 2U \delta u = 0 \rightarrow \frac{U}{F} = \frac{1}{2} \frac{dx}{du} = \frac{1}{2} \frac{1}{P_u} \quad (8)$$

- Vyjádření virtuálních prací s využitím převodové funkce

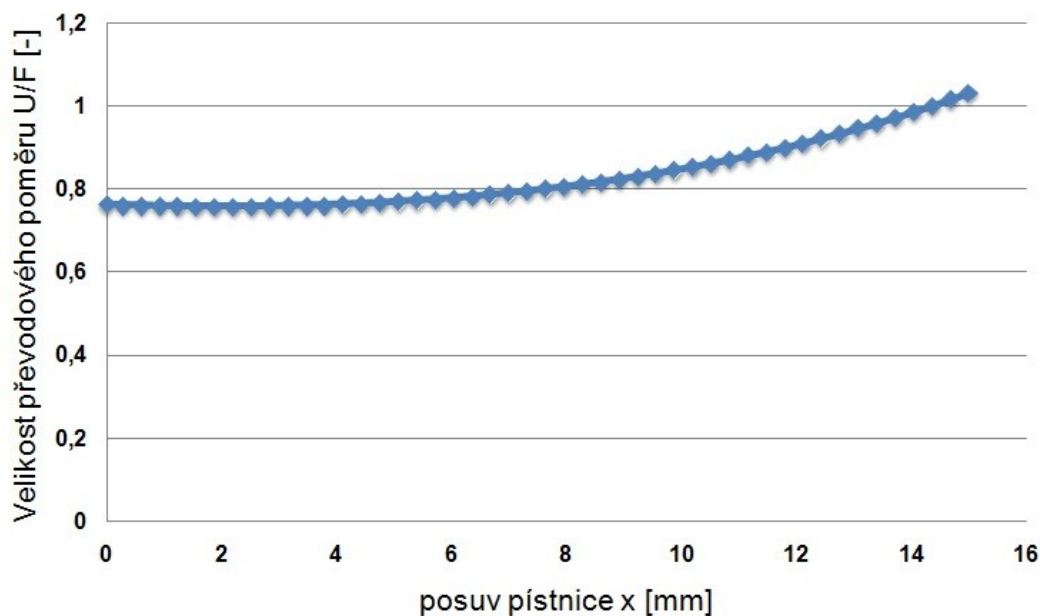
Po dosazení do tohoto obecného vztahu získáme poměr mezi hledanou silou  $F$  a známou silou  $U$ :

$$\frac{U}{F} = \frac{1}{2} \frac{1}{P_u} = \frac{a \cdot \sin(\gamma) + \frac{(a \cdot \cos \gamma) \cdot (e - \sin(\gamma))}{\sqrt{c^2 - (e - a \cdot \sin \gamma)^2}}}{g \cdot \cos(\delta - \gamma)} \quad (9)$$

- Převodový poměr mezi silami  $U$  a  $F$

Následující graf ukazuje vyšetření převodového poměru v celém rozsahu posuvu pístnice. Čím je posun pístnice větší, tím více roste i převodový poměr.

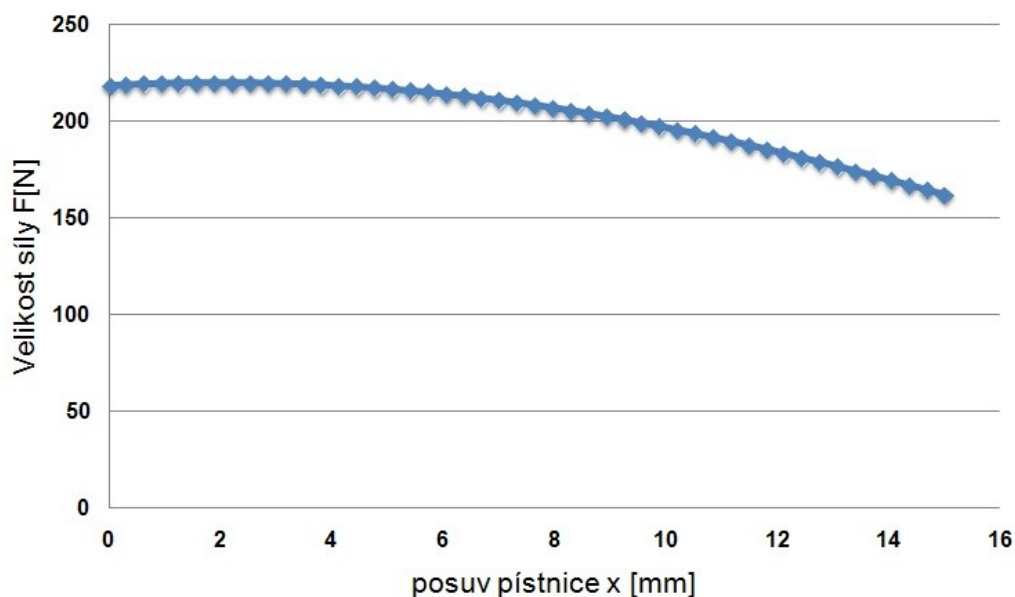
#### Průběh převodového poměru $U/F$ v závislosti na posuvu pístnice $x$



obr. 28 Graf závislosti převodového poměru na posuvu pístnice

U průběhu síly  $F$  na pohonu je tomu přesně naopak. Čím více narůstá posun pístnice, tím se rozevření čelistí zvětšuje, ale síla  $F$  se zmenšuje.

#### Průběh síly $F$ na pohonu v závislosti na posuvu pístnice $x$



obr. 29 Graf závislosti síly  $F$  na posuvu pístnice  $x$

## 11.1 Výpočet maximální síly na pohonu

Ze všech zvolených geometrických těles vychází nejkritičtější výpočet pro osmiboký hranol. Bude tedy v této hlavní výpočtové části uveden a na ostatní tělesa bude odkázáno ve výpočtové zprávě. Výpočet se řídí vzorci uvedenými v předchozí podkapitole a byl prováděn přes vytvořený program v software Mathcad. Stačilo pouze měnit vstupní parametry mechanismu dle aktuálně upnutého tělesa, které jsou označeny na **obr. 30**.

### Parametry mechanismu

$$g := 37\text{mm} \quad \delta := 45\text{deg} \quad \gamma := 37.2\text{deg} \quad a := 30\text{mm} \quad c := 24\text{mm} \quad e := 29\text{mm} \quad U := 96.5\text{N}$$

### Převodová funkce

$$p := \frac{-g \cdot \cos(\delta - \gamma)}{\left[ -a \cdot \sin(\gamma) - \frac{a \cdot \cos(\gamma) \cdot (e - a \cdot \sin(\gamma))}{\sqrt{c^2 - (e - a \cdot \sin(\gamma))^2}} \right]}$$

### Převodový poměr U/F

$$\frac{1}{2p} \rightarrow \frac{30 \cdot \text{mm} \cdot \sin(37.2 \cdot \text{deg}) + \frac{30 \cdot \text{mm} \cdot \cos(37.2 \cdot \text{deg}) \cdot (29 \cdot \text{mm} - 30 \cdot \text{mm} \cdot \sin(37.2 \cdot \text{deg}))}{\sqrt{576 \cdot \text{mm}^2 - (29 \cdot \text{mm} - 30 \cdot \text{mm} \cdot \sin(\text{deg} \cdot 37.2))^2}}}{74 \cdot \text{mm} \cdot \cos(45 \cdot \text{deg} + -37.2 \cdot \text{deg})}$$

$$UF := \frac{1}{2p}$$

### Poměr sil U / F

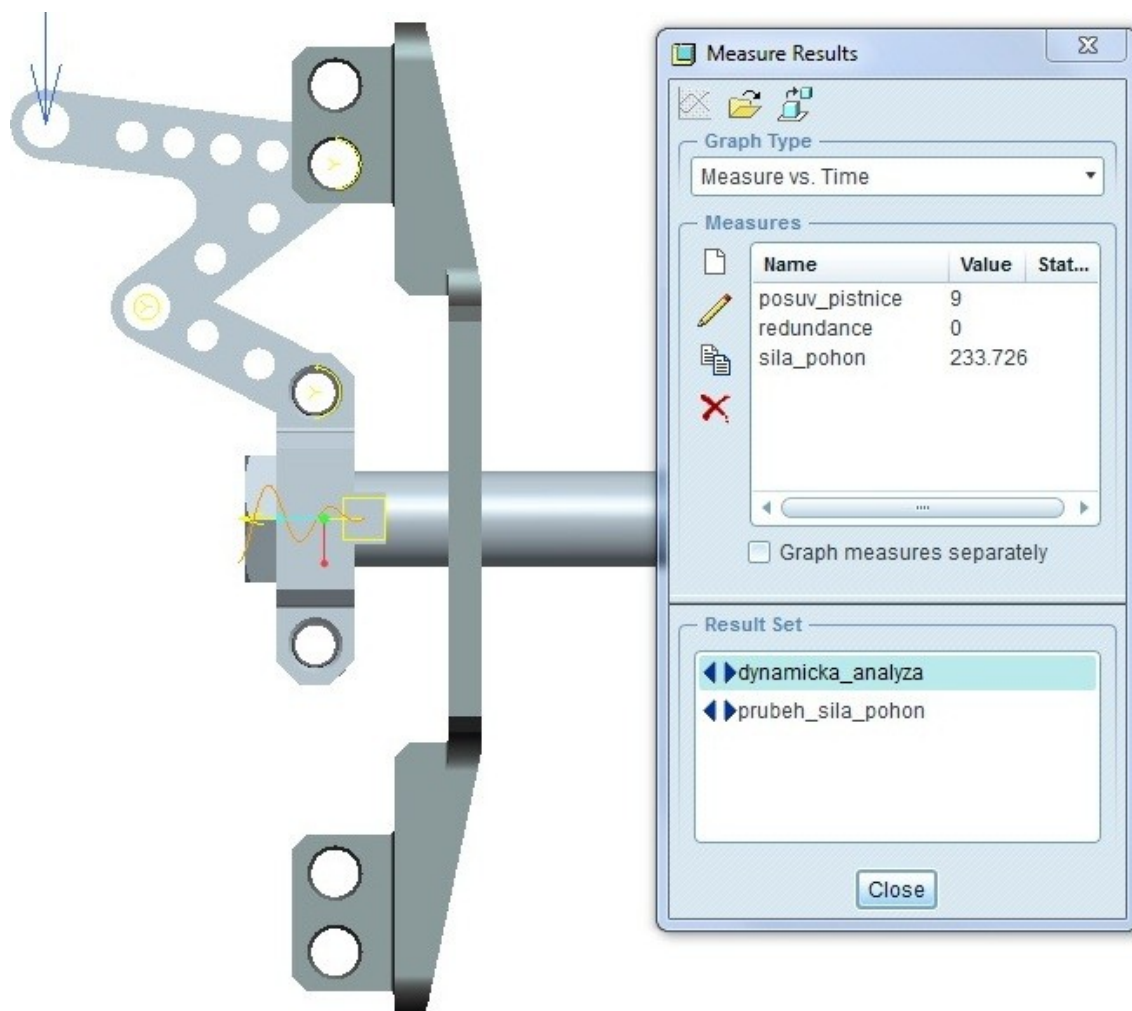
$$UF = 0.413$$

### Výsledná síla F na pohonu

$$F := \frac{U}{UF} \quad F = 233.758\text{N}$$

**obr. 30** Výtah výpočtu síly **F** z Mathcadu

Pro kontrolu správnosti odvozené převodové funkce a následné počítání síly **F** na pohonu byl vytvořen cvičný model v Pro/E. Na polovinu mechanismu byla simulována uchopovací síla **U** a následně po analýze ověřeny výpočty síly **F** provedené v Mathcadu pro všechna tělesa. Na **obr. 31** je prezentace výsledků analýzy z Pro/E. Po srovnání s předchozím ručním výpočtem osmibokého hranolu (**obr. 30**) je vidno, že výsledky se liší jen nepatrně.



obr. 31 Ověření výpočtu síly  $F$  v Pro/E

## 11.2 Optimalizace návrhu mechanismu efektoru

U optimalizace návrhu je problém, že efektor nemá sloužit pouze k úchopu jednoho OM, ale více a to v docela velkém rozsahu. Tudíž je hodně těžké přijít k úplné shodě mezi manipulačními schopnostmi a odladěním parametrů, které mechanismus efektoru ovlivňují. V případě změny těchto parametrů by mohlo dojít ke zmenšení sil, ale na druhé straně by se zvedl zdvih pístnice. Musel být volen kompromis tak, aby efektor neztratil manipulační schopnosti pro 5 zvolených OM a zároveň aby vycházely přijatelné síly při relativně krátkém zdvihu pístnice.

Optimalizací tedy bylo zjištěno, že mechanismus nejvíce ovlivňují parametry  $g$  a  $c$  (viz. obr. 27) a nejvýhodněji vychází pro svou výchozí startovací pozici (konkrétně pro upnutí trojbokého hranolu) a nejhůře pro koncovou pozici (upnutí krychle). Následující tabulka tab. 17 uvádí získané hodnoty pro nejvýhodnější a nejhorší situaci, obr. 32 příklad výpočtu těchto parametrů pro nejvýhodnější situaci.

OM	Hlavní ovlivňující parametry mechanismu	
	g	c
Krychle	-12,249	-19,018
Trojboký hranol	-10,285	-2,531

tab. 17 Velikost parametrů pro nejhorší a nejvýhodnější situaci mechanismu

### Citlivostní analýza mechanismu

#### parametr g

$$\frac{d}{dg}(U_{naF}) \rightarrow - \frac{a \cdot \sin(\gamma) + \frac{a \cdot \cos(\gamma) \cdot (e - a \cdot \sin(\gamma))}{\sqrt{c^2 - (e - a \cdot \sin(\gamma))^2}}}{2738 \cdot \text{mm}^2 \cdot \cos(\delta - \gamma)}$$

$$\lambda_g := - \frac{a \cdot \sin(\gamma) + \frac{a \cdot \cos(\gamma) \cdot (e - a \cdot \sin(\gamma))}{\sqrt{c^2 - (e - a \cdot \sin(\gamma))^2}}}{2 \cdot g^2 \cdot \cos(\delta - \gamma)}$$

**výsledek g**      $\lambda_g = -10.285 \frac{1}{\text{m}}$

#### parametr c

$$\frac{d}{dc}(U_{naF}) \rightarrow - \frac{12 \cdot a \cdot \text{mm} \cdot \cos(\gamma) \cdot (e - a \cdot \sin(\gamma))}{g \cdot \cos(\delta - \gamma) \cdot \left[ 576 \cdot \text{mm}^2 - (e - a \cdot \sin(\gamma))^2 \right]^{\frac{3}{2}}}$$

$$\lambda_c := - \frac{11 \cdot a \cdot \text{mm} \cdot \cos(\gamma) \cdot (e - a \cdot \sin(\gamma))}{g \cdot \cos(\delta - \gamma) \cdot \left[ 484 \cdot \text{mm}^2 - (e - a \cdot \sin(\gamma))^2 \right]^{\frac{3}{2}}}$$

**výsledek c**      $\lambda_c = -2.531 \frac{1}{\text{m}}$

obr. 32

Výtah citlivostní analýzy z Mathcadu

## 12. Návrh pohonu mechanismu efektoru

K pokrytí požadovaného rozsahu čelistí je potřeba zdvih pístnice  $x = 15 \text{ mm}$ . K pohonu efektoru bude použit pneumatický válec **ADVC-40-15-A-P-A – 188249** s krátkým zdvihem od firmy Festo. Zajištění polohy při výpadku elektrické energie bude pojištěno pneumatickým zámkem. Kvůli konstrukčním problémům připojení efektoru k robotu byl nakonec zvolen silnější a větší pohon. Pracovní tlak by měl být regulován škrcením pomocí redukčního ventilu. Další údaje o pohonu jsou v textové příloze v katalogovém listu.

Vybrané technické údaje pohonu	
zdvih $x$ [mm]	15
provozní tlak $p$ [bar]	1 - 10
teoretická síla $F$ při 6 barech [N]	750
hmotnost $m$ [kg]	0,41

tab. 18 Technické údaje pohonu [9]

## 13. Kontrolní výpočet vybraných součástí efektoru

### 13.1 Pevnostní analýza

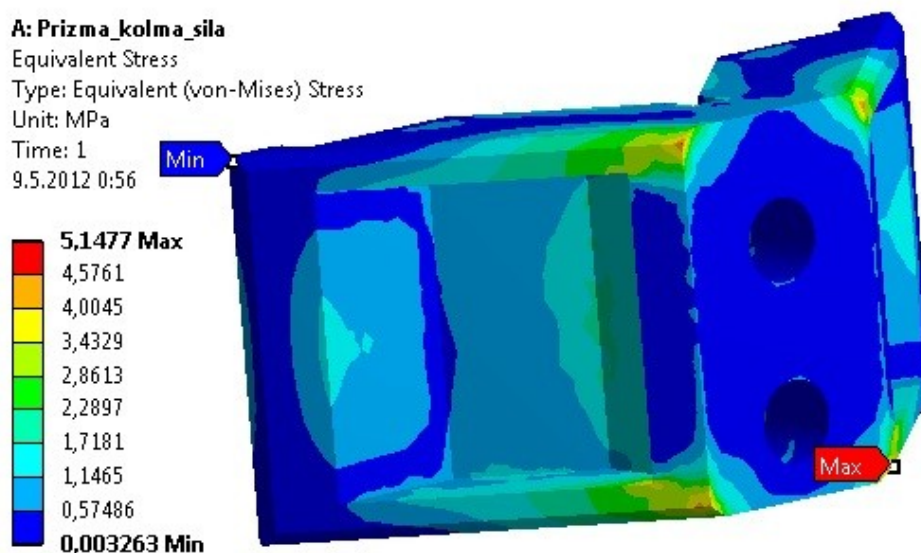
Byla provedena pevnostní kontrola výměnných čelistí ve výpočetním programu ANSYS Workbench 13 pomocí analýzy STATIC STRUCTURAL. Jako vstupní zatížení byly simulovány reakce, které na čelisti působí od OM. Analýza byla aplikována pro upnutí krychle (reakce působí na kolmé plochy) a pro upnutí osmibokého hranolu (reakce působí na šikmé plochy). Obě tyto analýzy budou detailněji uvedeny ve výpočtové zprávě (příloha [A]), zde je prezentován výsledek horšího případu (upnutí krychle).

#### 13.1.1 Vlastnosti materiálu

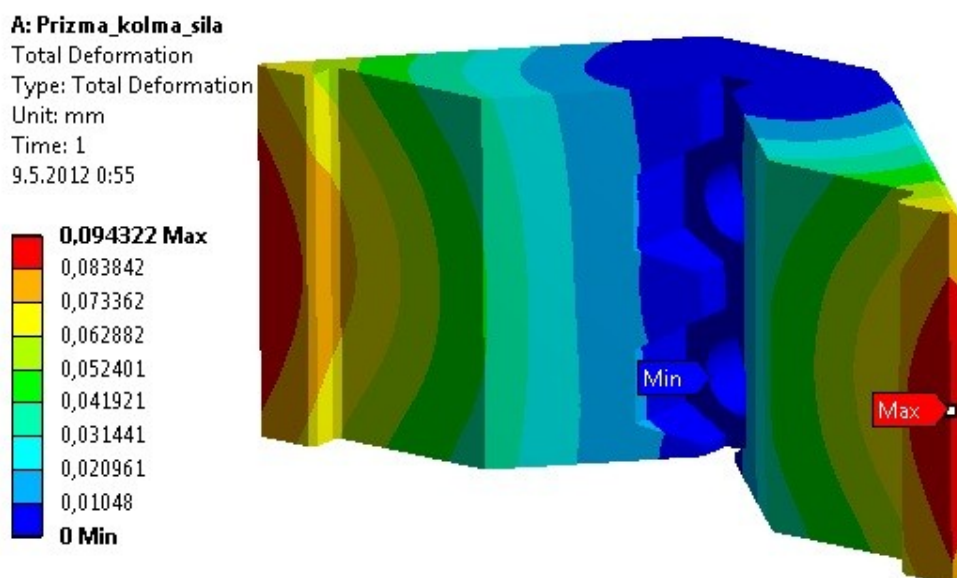
Vlastnosti materiálu PC FORTUS			
Vlastnosti	Zkoušeno	Jednotky	Hodnota
Hustota	ISO 1183	$\text{kg} / \text{m}^3$	1040
Youngův Modul	ISO 527	MPa	2475
Poissonovo číslo	-	-	0,37
Pevnost v tahu	ISO 527	MPa	68
Modul pružnosti v tahu	ISO 527	MPa	2280
Pevnost v ohybu	ISO 178	MPa	92

tab. 19 Vlastnosti zkoušeného materiálu [13, 14]

### 13.1.2 Výsledky analýzy



obr. 33 Průběh napětí



obr. 34 Průběh deformací

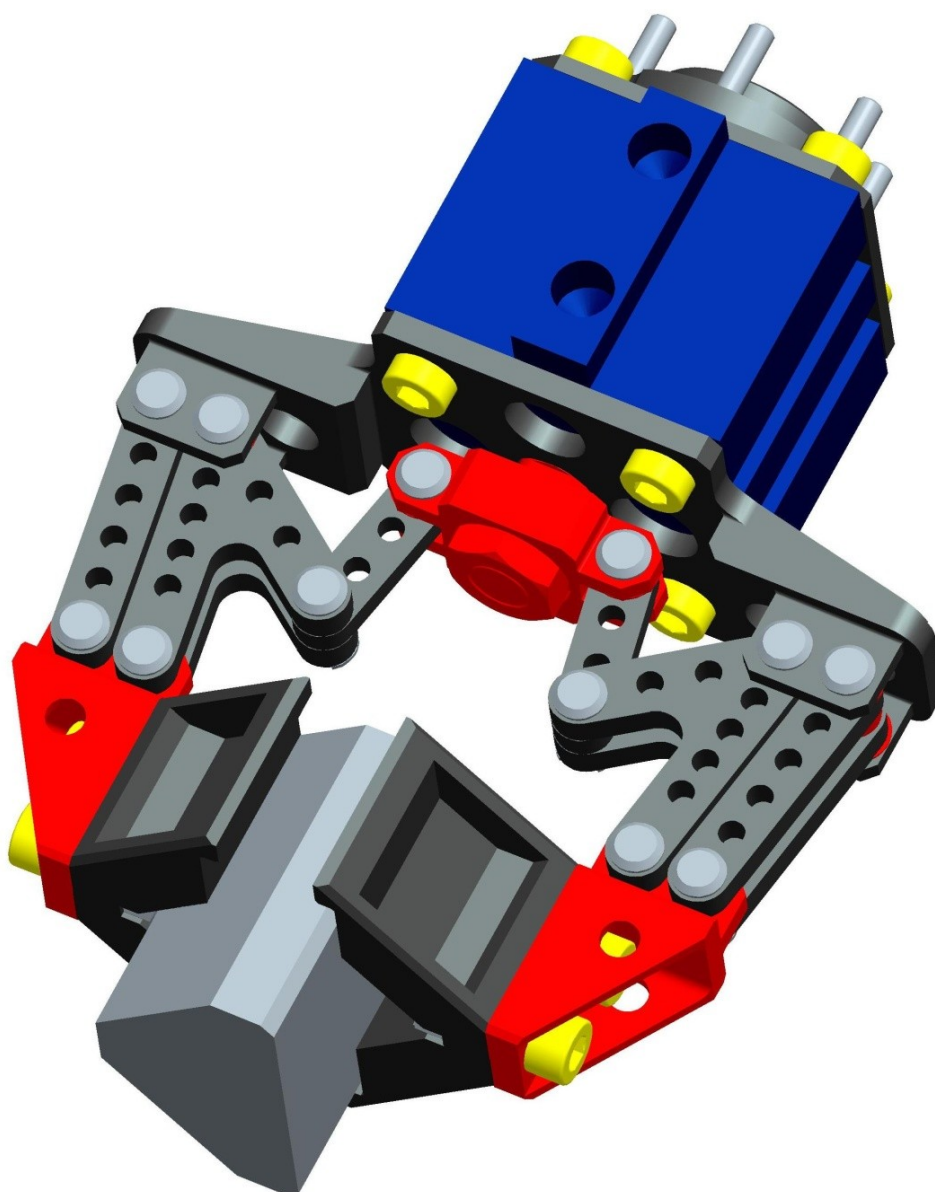
Na obrázcích **obr. 33** a **obr. 34** jsou zobrazeny výsledky pevnostní analýzy. Maximální deformace činí 0,09 mm a maximální napětí 5,14 MPa.

**Materiál vyhovuje použití na čelistech efektoru.**



## 14. Technické parametry efektoru

- Hmotnost: 0,8 kg
- Maximální upínací síla: 750 N
- Maximální rozměry výška x šířka x délka [mm]: 145 x 143 x 66
- Pohyb čelistí: paralelní
- Rozevření čelistí max/min[mm]: 54/17
- Zdvih pístu: 15 mm



obr. 35

Navržený efektor



## 15. Ekonomické zhodnocení

Následující tabulka **tab. 20** uvádí ekonomickou rozvahu komponent umístěných v sestavě efektoru. Pevná cena je u čelistí, normalizovaných součástí, kluzných pouzder a pneumatického pohonu. U dalších komponent vyráběných obráběním je cena pouze orientační a závisela by na skutečné ceně výroby.

Technicko – ekonomické zhodnocení					
	Komponenta	Počet	Polotovar	Kč / kus	cena
1	Prizmatická čelist	2	673	673	1346
2	Držák čelisti	2	100	100	300
3	Krajní táhlo	4	60	60	300
4	Hlavní táhlo	4	80	80	400
5	Pomocné táhlo	2	50	50	180
6	Kulisa	1	60	60	100
7	Základ	1	200	200	400
8	Mezikus interface	1	150	150	300
9	Šroub M6 x 18 ČSN EN ISO 4762	12	2	2	24
10	Šroub M4 x 16 ČSN 02 1178	6	2	2	12
11	Matice M6 ČSN EN ISO 4032	4	2	2	8
12	Matice M10 x 1,25 ČSN 02 1402	1	2	2	2
13	Čep 5 x 15 ČSN EN 22341	2	6	6	12
14	Čep 5 x 16 ČSN EN 22341	2	6	6	12
15	Čep 5 x 23 ČSN EN 22341	4	8	8	32
16	Kroužek 5 ČSN 02 2929	12	8	8	96
17	Kluzné pouzdro GSM -0506-05-1	28	40	40	1120
18	Kluzné pouzdro GFM -0506-035-1	12	50	50	600
19	Distanční kroužek	4	5	5	20
20	Pneumatický pohon Festo	1	1400	1400	1787
Celková cena komponentů (+/- 15%)					7051

**tab. 20** Ekonomické zhodnocení

## 16. Závěr

Dle vytvořeného požadavkového listu vznikly nejprve dvě varianty řešení pracovní úlohy robotu. Na základě výběru úlohy se sbíráním geometrických těles byly vytvořeny 3 varianty řešení efektoru.

Varianta A byla nejlepší, co se týká rozsahu a rychlosti pohybu čelistí. Problém by byl s velikostí, hmotností a přesností uložení ozubených segmentů do tělesa efektoru. Varianta B si je s variantou A podobná posuvnými segmenty, na kterých jsou umístěny čelisti. Pohonem je pneumatický válec (oproti variantě A s elektromotorem) a segmenty se pohybují pomocí klínu s drážkami v jedné dráze (Varianta A má dráhy dvě). Vzniklo tak kompaktní řešení s rychlým pohybem a poměrně dobrým rozsahem. Problémem bylo, že tento obdobný mechanismus již využívá firma SCHUNK, tak zůstalo pouze u varianty řešení. Poslední varianta C je klasickým kloubovým mechanismem. U varianty řešení byla původně na kulise třecí vazba, která byla po výběru této varianty odstraněna a táhla mechanismu byla upravena do stávající podoby. Z důvodu ztráty manipulovatelnosti zde bylo velice obtížné provést optimalizaci mechanismu. Byla proto nalezena kritická poloha mechanismu (upnutí krychle) a pro ni jsou uvedeny hodnoty jednotlivých parametrů. Všechny citlivostní analýzy jsou uvedeny ve výpočtové příloze pouze v elektronické podobě z důvodu analogie postupu výpočtu a jeho rozsáhlosti.

Součástí práce je 3D model finální varianty efektoru, vytvořený v CAD systému Pro/Engineer. Na jeho základě byl vypracován v programu AutoCAD sestavný výkres.

Pevnostně byly ověřeny výměnné čelisti a čepy na kulise pohonu. Jejich výpočet, stejně jako výpočet uchopovacích sil na všechny objekty manipulace, je uveden v příloze práce.

V práci je řešeno pouze konstrukční řešení. Je třeba dořešit zapojení a pneumatický obvod. Bude potřeba použít škrcení pracovního tlaku, z důvodu předimenzovaného pohonu.

U pracovní úlohy jde pouze o návrh. Není do detailu dořešeno, jak bude definována přesná poloha objektů manipulace na pásu, zůstalo pouze u vize rozpoznání a rozřídění předmětů do předem připravených boxů.

## 17. Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2005. 921 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [2] SKAŘUPA, Jiří; ZELINA, Pavol. *Navrhování a výpočty efektorů PRAm*. 1. vydání. Ostrava: Editační středisko VŠB, 1996. 107 s. ISBN 80-7078-304-4.
- [3] SKAŘUPA, Jiří; *Průmyslové roboty a manipulátory*. 1. Vydání. Ostrava: Editační středisko VŠB, 2007. 229 s. ISBN 978-80-248-1522-0.
- [4] KONEČNÝ, Zdeněk. *Základy technické dokumentace*. Ostrava: VŠB v Ostravě, 2004. 86s. ISBN 80-248-0514-6.
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání. Ostrava: Editační středisko VŠB, 2009. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [6] LENERT, J. *Úvod do metody konečných prvků*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. 109 s. ISBN 80-7078-686-8
- [7] ZELENÝ, Jiří. *Stavba strojů: strojní součásti*. Brno: Computer Press, 2007. 157 s.
- [8] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I. : Spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 236 s.

### Internetové zdroje

- [9] Válce s krátkým zdvihem. *Festo* [online]. 2011 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: [http://www.festo.com/pnf/cs\\_cz/products/catalog](http://www.festo.com/pnf/cs_cz/products/catalog)
- [10] igus - iglidur G: Kluzná plastová pouzdra. *igus* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: [http://www.igus.cz/iPro/iPro\\_02\\_0001\\_0000\\_CZcs.htm?c=CZ&l=cs](http://www.igus.cz/iPro/iPro_02_0001_0000_CZcs.htm?c=CZ&l=cs)
- [11] Pojistné kroužky třmenové. *VK LOŽISKA* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.vkloziska.cz/pojistne-krouzky/pojistne-krouzky-trmenove.html>

- [12] Characterization of Material Properties: Fortus Polycarbonate. *STRATASYS* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.stratasys.com/Resources/White-Papers/Characterization-of-Material-Properties-Fortus-Polycarbonate.aspx>
- [13] PC FORTUS. *FORTUS* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.fortus.com/products/~media/Fortus/Files/PDFs/MS-PC-FORTUS.ashx>
- [14] Flexipicker (Lego Mindstorms). *RJ McNamara* [online]. 2011 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.rjmcnamara.com/2010/12/close-up-flexi-picker-sorting/>
- [15] Delta Parallel Robot. *Parallelmic* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.parallemic.org/Reviews/Review002.html>
- [16] IRB 360. *ABB* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.abb.com/product/seitp327/6ee555051fd540fac125749f00375d79.aspx>
- [17] M-1iA/0.5S. *Fanucrobotics* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: [http://www.fanucrobotics.cz/cs/products/a\\_industrial-robots/m-1ia/m-1ia%200-5s](http://www.fanucrobotics.cz/cs/products/a_industrial-robots/m-1ia/m-1ia%200-5s)
- [18] ABB IRB 340 Robot. *Used Robots* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.used-robots.com/used-abb-robots.php?robot=irb+340>
- [19] ABB - IRB 360-1/1130. *Robotize* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.robotize.com.au/robot-finder/robots/002e1c/ABB-IRB-360-1-1130/>
- [20] Case Studies. *IFR* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.ifr.org/industrial-robots/case-studies/abb-uk-ifr-partner-67/>
- [21] Vacuum technology. *Festo* [online]. 2012 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: [http://www.festo.com/cms/nl-be\\_be/9859.htm](http://www.festo.com/cms/nl-be_be/9859.htm)
- [22] Grippers. *Applied Robotics* [online]. 2011 [cit. 2012-05-10]. Dostupné z: <http://www.arobotics.com/technical/tutorials.aspx>

## **18. Seznam příloh**

### **Výpočtová dokumentace**

Příloha [A] Pevnostní analýza čelistí

Příloha [B] Výpočet uchopovacích sil

Příloha [C] Kontrola čepu

### **Textová dokumentace**

Katalogový list pohonu firmy Festo

Interface robotu ABB IRB 360

### **Výkresová dokumentace**

Sestavný výkres efektoru BAKGAL0018

Výrobní výkres přípojného mezikusu BAKGAL0018 - 08

### **Pouze v elektronické podobě**

Výpočty sil na pohonu pro všechny OM v programu MathCad

Citlivostní analýzy pro všechny OM v programu MathCad

Pevnostní analýza čelistí v programu ANSYS Workbench 13

### **Přiložené CD**

- Výpočtová dokumentace
- Textová dokumentace
- Výkresová dokumentace v programu AutoCAD
- Bakalářská práce.docx
- 3D model finální varianty efektoru v CAD systému Pro/Engineer.

## Přílohy

### Výpočtová dokumentace

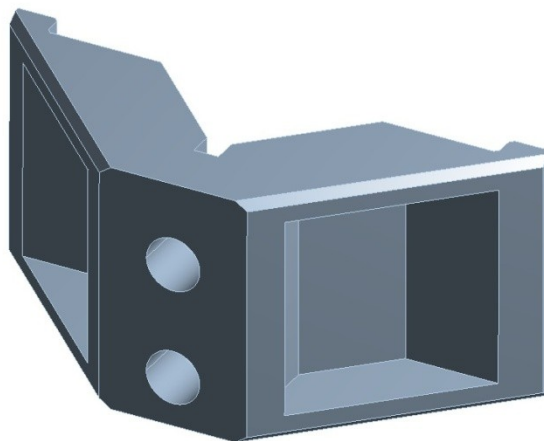
#### Příloha [A] Pevnostní analýza čelisti

##### 1. Zadání

Proveďte výpočet libovolně zvolené strojní součásti pomocí programu ANSYS Workbench 13. Zpráva bude obsahovat geometrii řešené součásti, popis sítě konečných prvků, definování okrajových podmínek a způsob zatížení součásti.

##### 2. Specifikace testované součásti

Pro výpočet pomocí metody konečných prvků byla vybrána čelist efektoru. Je vyrobena z materiálu PC Fortus. Součást bude zatěžována reakcemi, které na ni působí od objektu manipulace. Určení těchto sil je uvedeno v příloze [B]. Výpočet byl pro porovnání zatížení proveden pro osmiboký hranol (zatížení na prizma) a krychli (zatížení na opěrné plochy).



**obr. A-1.** 3D model čelisti v Ansysu

### 3. Příprava výpočtu

#### 3.1 Specifikace materiálu

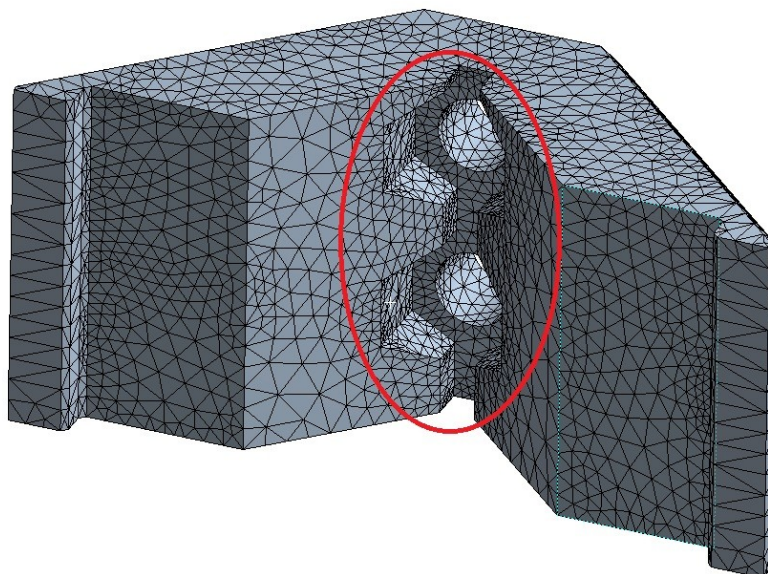
Vlastnosti materiálu PC FORTUS			
Vlastnosti	Zkoušeno	Jednotky	Hodnota
Hustota	ISO 1183	kg / m <sup>3</sup>	1040
Youngův Modul	ISO 527	MPa	2475
Poissonovo číslo	-	-	0,37
Pevnost v tahu	ISO 527	MPa	68
Modul pružnosti v tahu	ISO 527	MPa	2280
Pevnost v ohybu	ISO 178	MPa	92

**tab. A-1.** Vlastnosti materiálu PC Fortus [12, 13]

V tabulce **tab. A-1.** jsou uvedeny vstupní parametry pro výpočet v Ansysu.

#### 3.2 Popis sítě

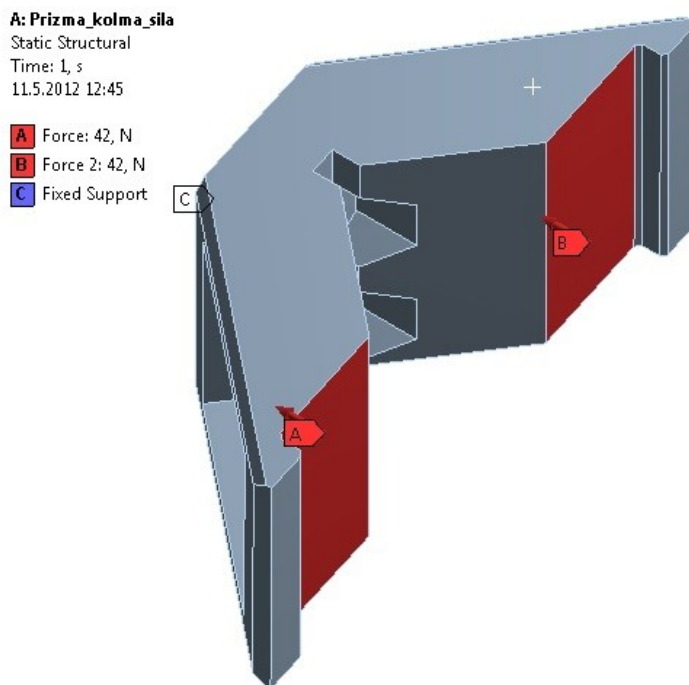
Na základě importovaného modelu z CAD systému Pro/Engineer byla automaticky vygenerována výpočetní síť. Bylo ponecháno defaultní nastavení sítě, později došlo ke zhuštění sítě v místech, kde se očekávalo působení největšího napětí, kvůli zpřesnění výsledků analýzy. Na **obr. A-2.** Je vyobrazena výsledná výpočetní síť s označením kritických míst.



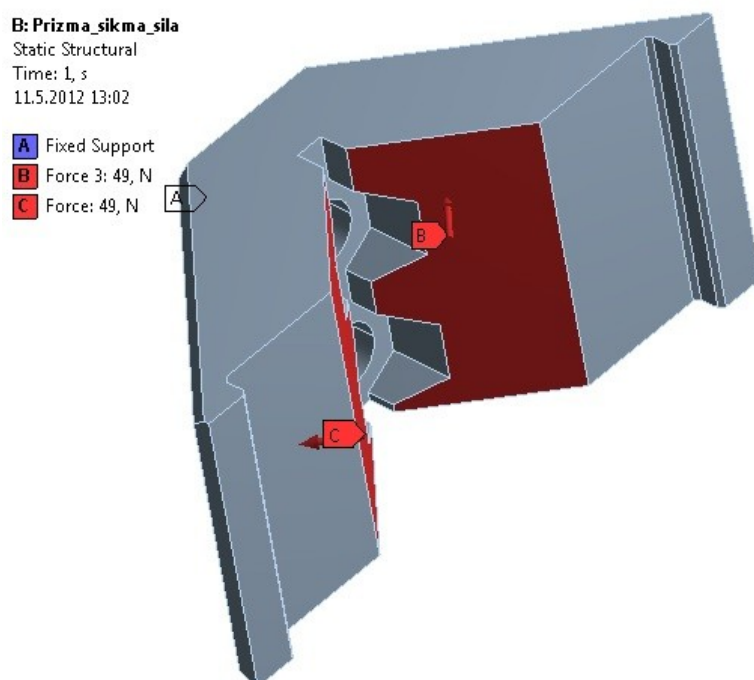
**obr. A-2.** Vygenerovaná výpočetní síť s označením kritických míst

### 3.3 Okrajové podmínky

Čelist je na zadní stěně připojena pomocí vazby „Fixed Support“ a je na ní simulováno zatížení typu „Force“. Na obrázcích **obr. A-3.** a **obr. A-4.** je definování okrajových podmínek pro výpočet upnutí krychle a osmibokého hranolu.



**obr. A-3.** Okrajové podmínky výpočtu pro upnutí krychle



**obr. A-4.** Okrajové podmínky výpočtu pro upnutí osmibokého hranolu

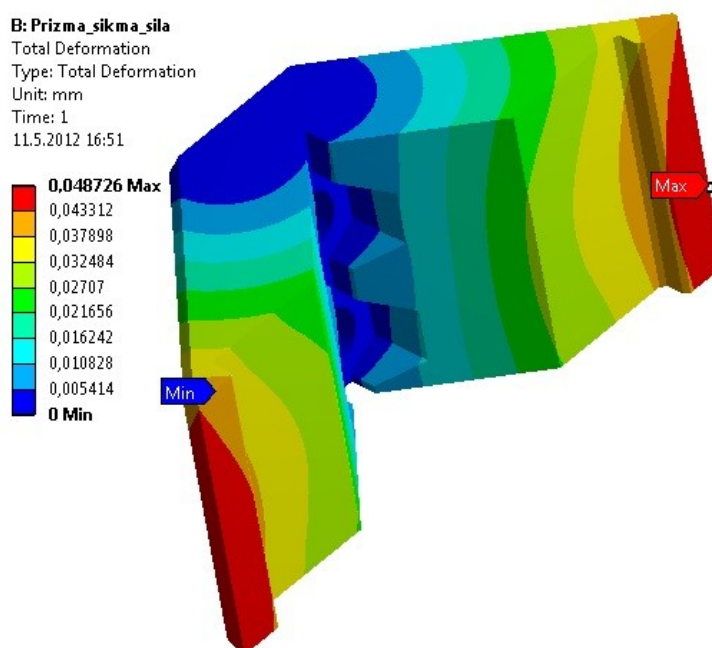


## 4. Pevnostní analýza

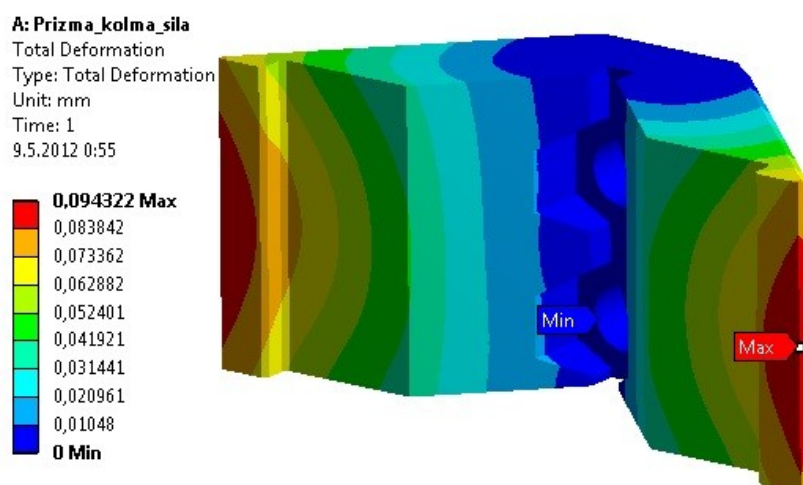
Na základě vstupní parametrů byla provedena pevnostní analýza čelisti pro upnutí krychle a osmibokého hranolu. Analyzovala se deformace součásti a Von – Misesovo napětí.

### 4.1 Deformace součásti

K maximálním deformacím (ohybu) dochází na okrajích čelisti. Pro oba případy analýzy jsou tyto hodnoty minimální.



obr. A-5. Deformace v případě upnutí osmibokého hranolu

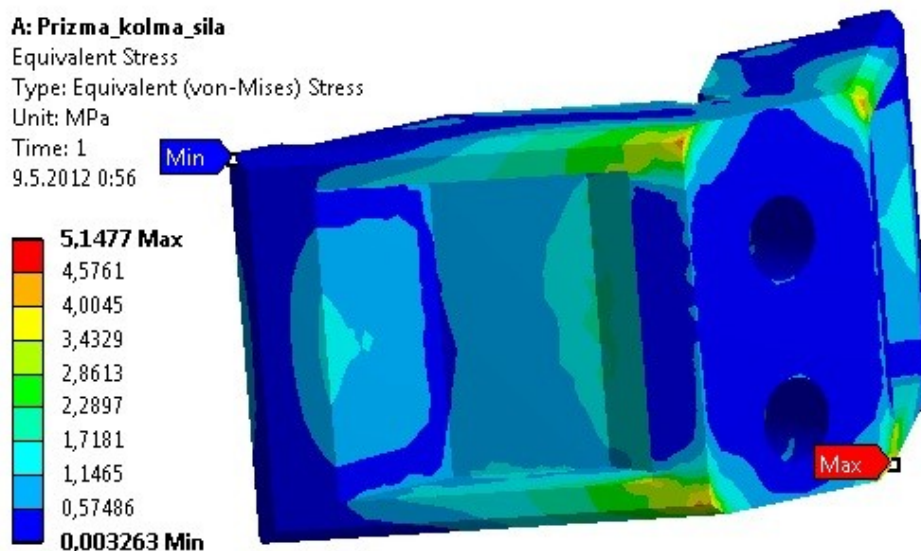


obr. A-6. Deformace v případě upnutí krychle

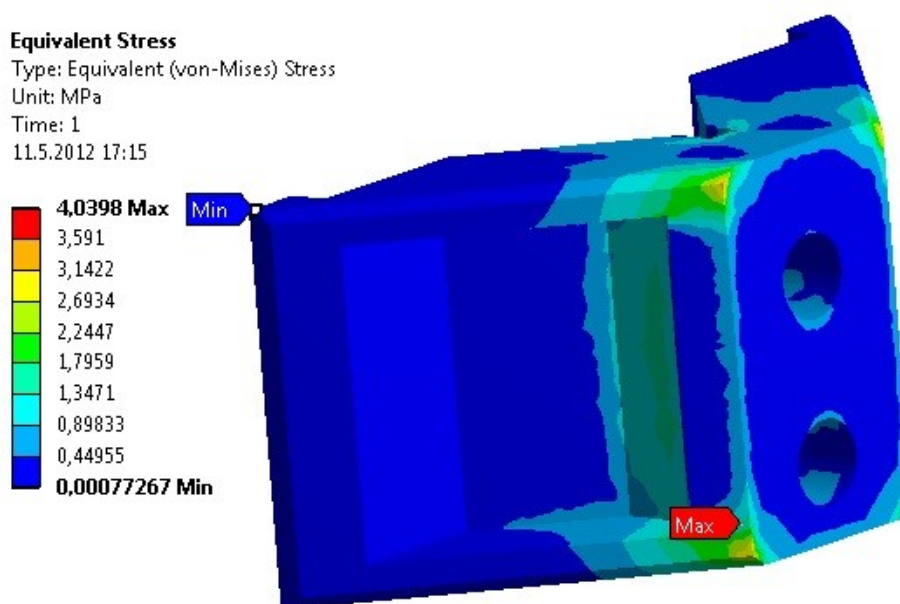
## 4.2 Ekvivalentní (Von – Misesovo) napětí

Špičky ekvivalentního napětí u případu upnutí krychle dosahují větších hodnot, než při upnutí osmibokého hranolu. Jejich maximální hodnoty jsou 5,14 MPa pro krychli a 4,01 MPa pro upnutí osmibokého hranolu.

Obě tyto hodnoty napětí jsou nízké a vyhovují.



obr. A-7. Ekvivalentní napětí pro krychli



obr. A-8. Ekvivalentní napětí pro osmiboký hranol

## 5. Zhodnocení provedené analýzy

Analýzou byly zjištěny hodnoty deformací a napětí v čelisti. V porovnání dvou upnutí (krychle s osmibokým hranolem) vychází horší výsledky pro upnutí krychle. Deformace pro toto upnutí činí 0,09 mm a ekvivalentní Von – Misesovo napětí činí 5,14 MPa. **Hodnoty to jsou nízké a čelist vyhověla takto definované pevnostní analýze.**

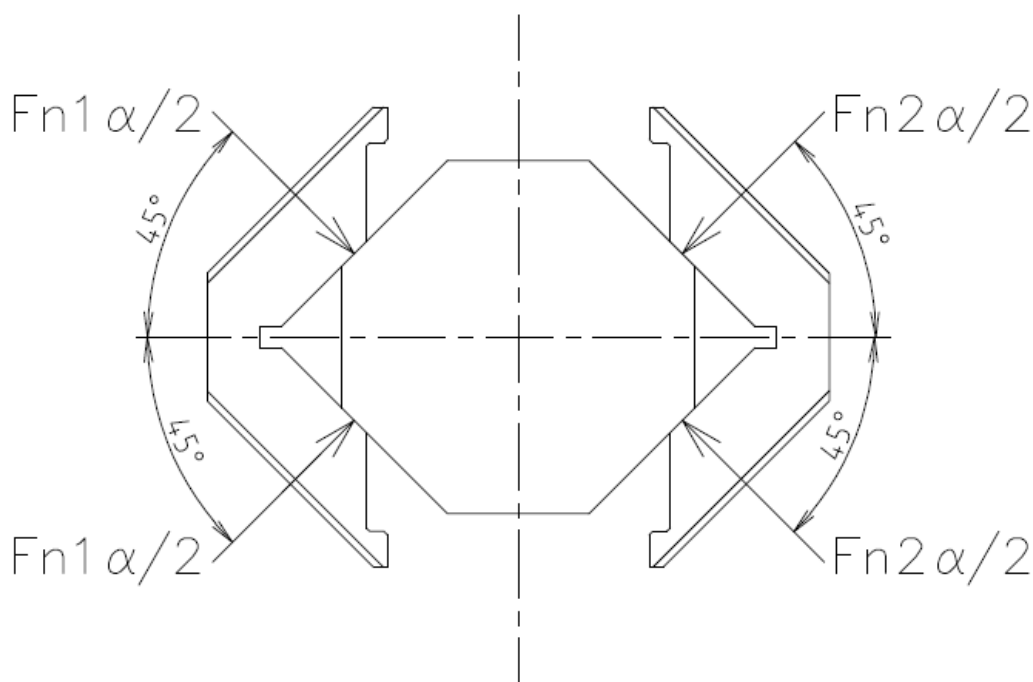
Může se stát, že výsledky této analýzy nebudou relevantní, z důvodu nepřesných informací o materiálu 3D tisku. Program také počítá s určitou celistvostí materiálu, což nemusí materiál splňovat, kvůli technologii nanášení jednotlivých vrstev 3D tiskem.

## Příloha [B] Výpočet uchopovacích sil

Příloha B se zabývá detailním rozбором působení uchopovací síly na jednotlivé OM. Při výpočtu je ukázáno, jakou roli hraje způsob držení v čelistech efektoru.

Výpočet vychází z tíhové síly  $G$ , setrvačné horizontální síly  $F_{sh}$  a setrvačné vertikální síly  $F_{sv}$ .

### 1. Výpočet uchopovací síly pro OM (osmiboký hranol)



obr. B-1. Rozložení sil pro úchop osmibokého hranolu

**Vstupní data:**  $m_{OM} = 0,123 \text{ kg}$   $a_h = 50 \text{ m/s}^2$   $a_v = 33,3 \text{ m/s}^2$   $g = 9,81 \text{ m/s}^2$   $f = 0,31$   
 $k = 5,17$

Tíhová síla  $G$   $G = m_{om} \cdot g = 0,123 \cdot 9,81 = 1,2 \text{ N}$  (1)

Horizontální setrvačná síla  $F_{sh}$   $F_{sh} = m_{om} \cdot a_h = 0,123 \cdot 50 = 6,15 \text{ N}$  (2)

Vertikální setrvačná síla  $F_{sv}$   $F_{sv} = m_{om} \cdot a_v = 0,123 \cdot 33,3 = 4,1 \text{ N}$  (3)

Výsledná síla  $F_v$   $F_v = \sqrt{(G + F_{sv})^2 + (F_{sh})^2}$   
 $F_v = \sqrt{(1,2 + 4,1)^2 + (6,15)^2} = 8,12 \text{ N}$  (4)

Třecí síla  $F_{tl}$   $F_{t1} + F_{t2} - F_v = 0$   
 $F_{t1} = F_{t2}$   
 $F_{t1} + F_{t2} = 2 \cdot F_{t1}$   
 $F_{t1} = \frac{F_v}{2} = \frac{8,12}{2} = 4,1 \text{ N}$  (5)

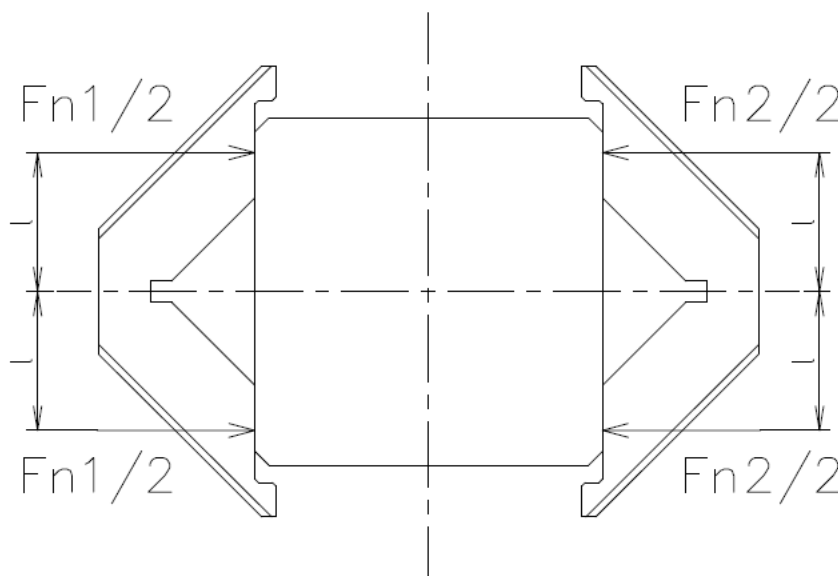
Normální síla  $F_{n1}$   $F_{n1} = \frac{F_{t1}}{f} \cdot k = \frac{4,1}{0,31} \cdot 5,17 = 68,4 \text{ N}$  (6)

Normální odkloněná síla  $F_{n1\alpha}$   $\frac{F_{n1\alpha}}{2} = \frac{F_{n1/2}}{\cos(\alpha)} = \frac{68,4}{\cos(45)} = 48 \text{ N}$  (7)

Uchopovací síla  $U$   $U = 4 \cdot \frac{F_{n1\alpha}}{2} = 4 \cdot 48 = 193 \text{ N}$  (8)

**Poznámka:** Normální odkloněné síly  $F_{n1\alpha}$  jsou zároveň reakcemi, kterými působí OM na čelisti. Z tohoto poznatku vycházel pevnostní výpočet čelisti v Ansysu při definování okrajových podmínek. Stejně tak bylo vycházeno i v analýze čelistí při upnutí krychle (síly  $F_{n1/2}$ ).

## 2. Výpočet uchopovacích sil pro OM (krychle)



obr. B-2. Rozložení sil pro úchop krychle

**Vstupní data:**  $m_{OM} = 0,149 \text{ kg}$   $a_h = 50 \text{ m/s}^2$   $a_v = 33,3 \text{ m/s}^2$   $g = 9,81 \text{ m/s}^2$   $f = 0,31$

$k = 5,17$   $l = 20 \text{ mm}$

Tíhová síla  $G$   $G = m_{om} \cdot g = 0,149 \cdot 9,81 = 1,46 \text{ N}$  (1)

Horizontální setrvačná síla  $F_{sh}$   $F_{sh} = m_{om} \cdot a_h = 0,149 \cdot 50 = 7,49 \text{ N}$  (2)

Vertikální setrvačná síla  $F_{sv}$   $F_{sv} = m_{om} \cdot a_v = 0,149 \cdot 33,3 = 4,96 \text{ N}$  (3)

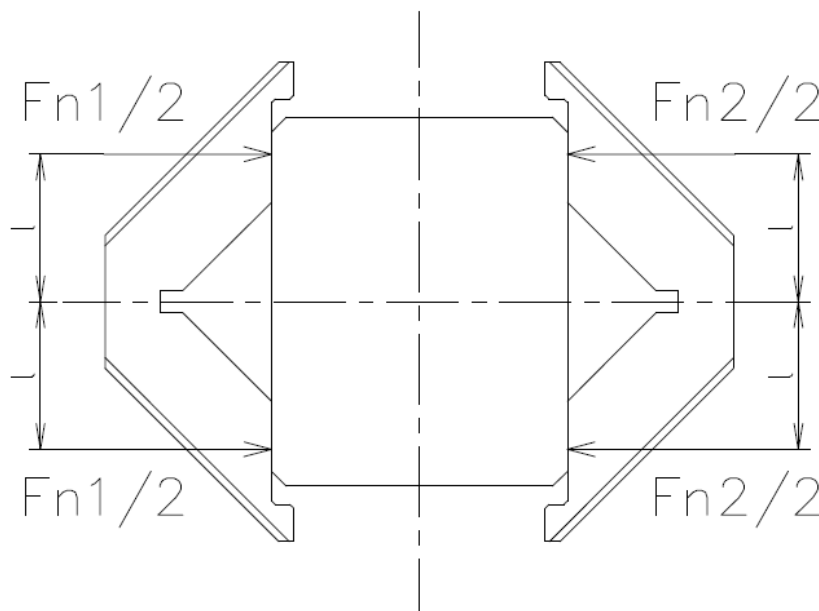
Výsledná síla  $F_v$   $F_v = \sqrt{(G + F_{sv})^2 + (F_{sh})^2}$   
 $F_v = \sqrt{(1,46 + 4,96)^2 + (7,49)^2} = 10 \text{ N}$  (4)

Třecí síla  $F_{tl}$   $F_{t1} + F_{t2} - F_v = 0$   
 $F_{t1} = F_{t2}$   
 $F_{t1} + F_{t2} = 2 \cdot F_{t1}$   
 $F_{t1} = \frac{F_v}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ N}$  (5)

Normální síla  $F_{n1}$   $F_{n1} = \frac{F_{t1}}{f} \cdot k = \frac{5}{0,31} \cdot 5,17 = 83,4 \text{ N}$  (6)

Uchopovací síla  $U$   $U = 4 \cdot \frac{F_{n1}}{2} = 4 \cdot 42 = 167 \text{ N}$  (7)

### 3. Výpočet uchopovací síly pro OM (kvádr)



obr. B-3. Rozložení sil pro úchop kvádrů

**Vstupní data:**  $m_{OM} = 0,119 \text{ kg}$   $a_h = 50 \text{ m/s}^2$   $a_v = 33,3 \text{ m/s}^2$   $g = 9,81 \text{ m/s}^2$   $f = 0,31$

$k = 5,17$   $l = 18 \text{ mm}$

Tíhová síla  $G$   $G = m_{om} \cdot g = 0,119 \cdot 9,81 = 1,17 \text{ N}$  (1)

Horizontální setrvačná síla  $F_{sh}$   $F_{sh} = m_{om} \cdot a_h = 0,117 \cdot 50 = 6 \text{ N}$  (2)

Vertikální setrvačná síla  $F_{sv}$   $F_{sv} = m_{om} \cdot a_v = 0,117 \cdot 33,3 = 4 \text{ N}$  (3)

Výsledná síla  $F_v$   $F_v = \sqrt{(G + F_{sv})^2 + (F_{sh})^2}$

$$F_v = \sqrt{(1,17 + 4)^2 + (6)^2} = 8 \text{ N} \quad (4)$$

Třecí síla  $F_{t1}$   $F_{t1} + F_{t2} - F_v = 0$

$$F_{t1} = F_{t2}$$

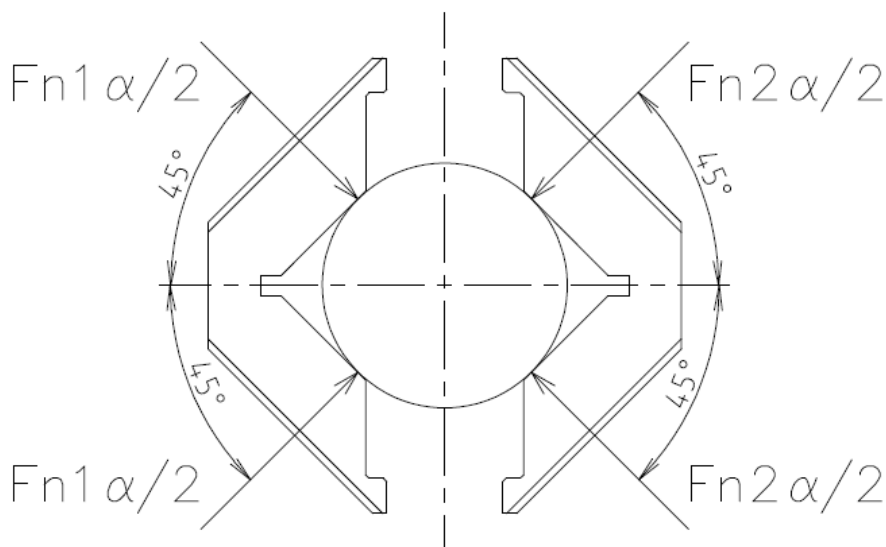
$$F_{t1} + F_{t2} = 2 \cdot F_{t1}$$

$$F_{t1} = \frac{F_v}{2} = \frac{8}{2} = 4 \text{ N} \quad (5)$$

Normální síla  $F_{n1}$   $F_{n1} = \frac{F_{t1}}{f} \cdot k = \frac{4}{0,31} \cdot 5,17 = 67 \text{ N}$  (6)

Uchopovací síla  $U$   $U = 4 \cdot \frac{F_{n1}}{2} = 4 \cdot 33,5 = 134 \text{ N}$  (7)

#### 4. Výpočet uchopovací síly pro OM (válec)



obr. B-4. Rozložení sil pro úchop válce

**Vstupní data:**  $m_{OM} = 0,057 \text{ kg}$   $a_h = 50 \text{ m/s}^2$   $a_v = 33,3 \text{ m/s}^2$   $g = 9,81 \text{ m/s}^2$   $f = 0,31$

$$k = 5,17$$

Tíhová síla  $G$   $G = m_{om} \cdot g = 0,057 \cdot 9,81 = 0,55 \text{ N}$  (1)

Horizontální setrvačná síla  $F_{sh}$   $F_{sh} = m_{om} \cdot a_h = 0,057 \cdot 50 = 2,9 \text{ N}$  (2)

Vertikální setrvačná síla  $F_{sv}$   $F_{sv} = m_{om} \cdot a_v = 0,057 \cdot 33,3 = 1,9 \text{ N}$  (3)

Výsledná síla  $F_v$   $F_v = \sqrt{(G + F_{sv})^2 + (F_{sh})^2}$

$$F_v = \sqrt{(0,55 + 1,9)^2 + (2,9)^2} = 4 \text{ N} \quad (4)$$

Třecí síla  $F_{t1}$   $F_{t1} + F_{t2} - F_v = 0$

$$F_{t1} = F_{t2}$$

$$F_{t1} + F_{t2} = 2 \cdot F_{t1}$$

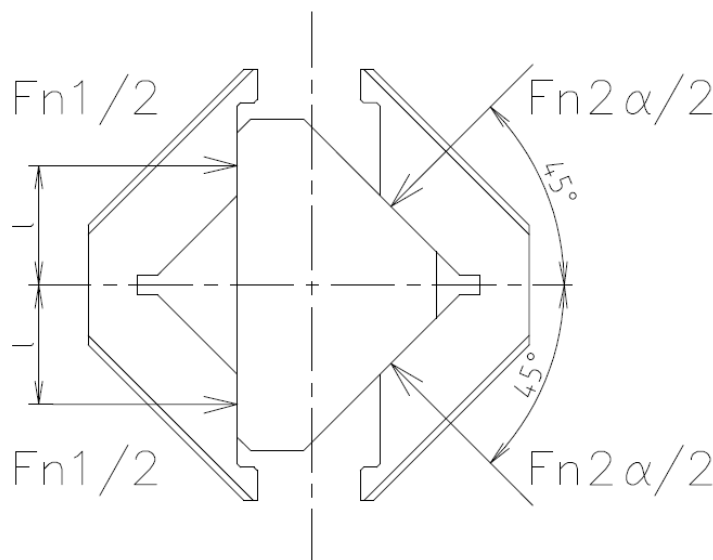
$$F_{t1} = \frac{F_v}{2} = \frac{4}{2} = 2 \text{ N} \quad (5)$$

Normální síla  $F_{n1}$   $F_{n1} = \frac{F_{t1}}{f} \cdot k = \frac{2}{0,31} \cdot 5,17 = 33,4 \text{ N}$  (6)

Normální odkloněná síla  $F_{n1\alpha}$   $\frac{F_{n1\alpha}}{2} = \frac{F_{n1/2}}{\cos(\alpha)} = \frac{16,7}{\cos(45)} = 23,6 \text{ N}$  (7)

Uchopovací síla  $U$   $U = 4 \cdot \frac{F_{n1\alpha}}{2} = 4 \cdot 23,6 = 95 \text{ N}$  (8)

## 5. Výpočet uchopovací síly pro OM (trojboký hranol)



obr. B-5. Rozložení sil pro úchop trojbokého hranolu

**Vstupní data:**  $m_{OM} = 0,066 \text{ kg}$   $a_h = 50 \text{ m/s}^2$   $a_v = 33,3 \text{ m/s}^2$   $g = 9,81 \text{ m/s}^2$   $f = 0,31$

$k = 5,17$   $l = 18 \text{ mm}$

Tíhová síla  $G$   $G = m_{om} \cdot g = 0,066 \cdot 9,81 = 0,7 \text{ N}$  (1)

Horizontální setrvačná síla  $F_{sh}$   $F_{sh} = m_{om} \cdot a_h = 0,066 \cdot 50 = 3,3 \text{ N}$  (2)

Vertikální setrvačná síla  $F_{sv}$   $F_{sv} = m_{om} \cdot a_v = 0,066 \cdot 33,3 = 2,2 \text{ N}$  (3)

Výsledná síla  $F_v$   $F_v = \sqrt{(G + F_{sv})^2 + (F_{sh})^2}$

$F_v = \sqrt{(0,7 + 2,2)^2 + (3,3)^2} = 4,39 \text{ N}$  (4)

Třecí síla  $F_{t1}$   $F_{t1} + F_{t2} - F_v = 0$

$F_{t1} = F_{t2}$

$F_{t1} + F_{t2} = 2 \cdot F_{t1}$

$F_{t1} = \frac{F_v}{2} = \frac{4,39}{2} = 2,2 \text{ N}$  (5)

Normální síla  $F_{n1}$   $F_{n1} = \frac{F_{t1}}{f} \cdot k = \frac{2,2}{0,31} \cdot 5,17 = 18,35 \text{ N}$  (6)

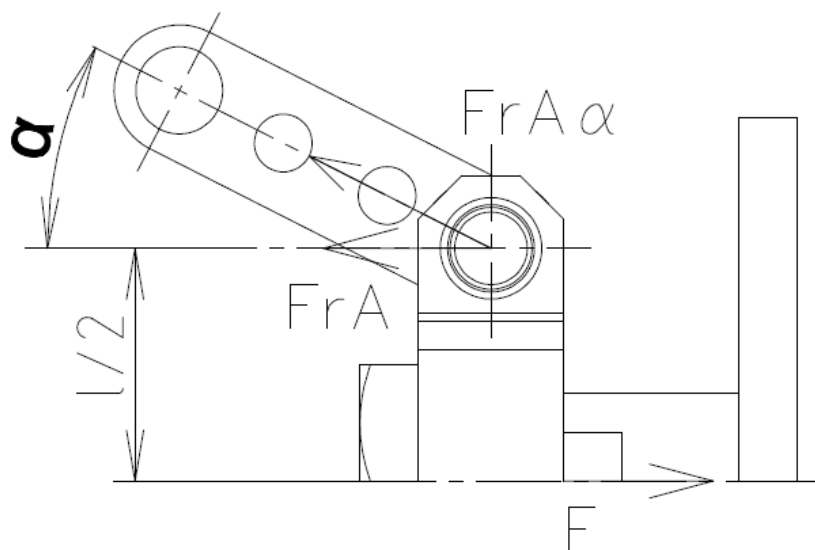
Normální odkloněná síla  $F_{n2\alpha}$   $\frac{F_{n2\alpha}}{2} = \frac{F_{n2/2}}{\cos(\alpha)} = \frac{18,35}{\cos(45)} = 26 \text{ N}$  (7)

Uchopovací síla  $U$   $U = 2 \cdot \frac{F_{n2\alpha}}{2} + 2 \cdot \frac{F_{n1}}{2} = 2 \cdot 26 + 2 \cdot 18,35 = 89 \text{ N}$  (8)



## Příloha [C] Kontrola čepu

Ke kontrole byly vybrány čepy na kulise pohonu. Byla vybrána kritická situace, při níž na čepy působí největší zatížení (upnutí osmibokého hranolu).



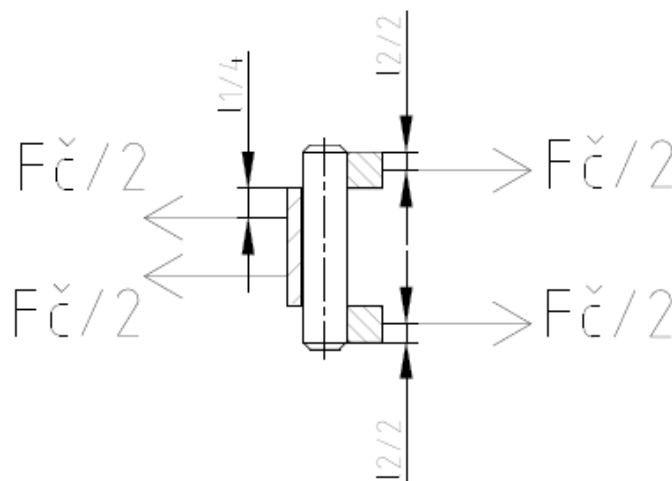
obr. C-1. Silové poměry na čepch kulisy

Z důvodu symetričnosti byla řešena jen polovina mechanismu. Při upnutí dochází k zpětnému pohybu pístu, který je vyvozen silou  $F$ . Na čepy působí reakce  $F_{rA}$  a  $F_{rB}$  ( $F_{rB}$  je stejně velká, symetricky působící dle osy pohonu) na rameni  $l/2$ . V aktuální poloze upnutí se rozloží do směru osy táhla ve složce  $F_{rA\alpha}$ .

Dáno/voleno	Výpočet	Výsledek
$F = 235 \text{ N}$ $\alpha = 27^\circ$	$FrA\alpha = FrB\alpha = \frac{F/2}{\cos(\alpha)} = \frac{235/2}{\cos(27)} = 132 \text{ N}$	$FrA\alpha = 132 \text{ N}$ $FrB\alpha = 132 \text{ N}$

tab. C-1. Výpočet složek  $F_{rA}$  a  $F_{rB}$

Síla  $F_\xi$  vychází ze síly  $F_{rA\alpha}$ . Schéma pro výpočet je na Obr. C-2 a vychází ze spojitého zatížení. Zvolen materiál čepu z oceli **11600**, nezušlechtěný stav.



obr. C-2. Schéma výpočtu čepu

Dáno/voleno	Výpočet	Výsledek
$l_1 = 4 \text{ mm}$ $l_2 = 3,5 \text{ mm}$ $d_{\text{č}} = 5 \text{ mm}$ mat.čepu 11600 $\sigma_D = 50 \text{ MPa}$ [7] $F_{\text{č}} = 132 \text{ N}$	$M_{\text{omax}} = \frac{F_{\text{č}}}{2} \left( \frac{l_1}{4} + \frac{l_2}{2} \right) = \frac{132}{2} \left( \frac{4}{4} + \frac{3,5}{2} \right) = 247 \text{ Nmm}$ $\sigma_o = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} = \frac{M_{\text{omax}}}{\frac{\pi d_{\text{č}}^3}{32}} = \frac{247}{\frac{\pi \cdot 5^3}{32}} = 20,1 \text{ MPa} < \sigma_D$ <p>Výpočet vyhovuje</p>	$\sigma_o = 20,1 \text{ MPa}$

obr. C-3. Výpočet ohybového momentu  $M_o$  a ohybového namáhání  $\sigma_o$ 

Dáno/voleno	Výpočet	Výsledek
$l_1 = 4 \text{ mm}$ $l_2 = 3,5 \text{ mm}$ $d_{\text{č}} = 5 \text{ mm}$ $p_{D1} = 35 \text{ MPa}$ $p_{D2} = 35 \text{ MPa}$ [8]	$p_1 = \frac{F_{\text{č}}}{d \cdot l_1} = \frac{132}{5 \cdot 4} = 6,6 \text{ MPa} < p_D$ $p_2 = \frac{F_{\text{č}}}{2d \cdot l_2} = \frac{132}{2 \cdot 5 \cdot 3,5} = 3,77 \text{ MPa} < p_D$ <p>Vyhovuje</p>	$p_1 = 6,6 \text{ MPa}$  $p_2 = 3,77 \text{ MPa}$

obr. C-4. Kontrola otlačení v táhle a kulise pístu

## **Textová dokumentace**

- Katalogový list pohonu firmy Festo
- Interface robotu ABB IRB 360